MILE DOBRIĆ

# HIDRAULIČKI STROJEVI

**Udžbenik za završni stupanj usmjerenog obrazovanja u metalskoj struci**

I izdanje

ŠKOLSKA KNJIGA
ZAGREB 1978

*Urednik*
EDO HERCIGONJA

*Recenzenti*
RUDOLF BERNARDIĆ
ALOJZ KRALJ
VLADIMIR SRB

*Lektor*
ĐURĐA ŽIVKOVIĆ

*Crteže izradio*
ZVONKO FEIL

**Odobrio** Republički sekretarijat za prosvjetu, kulturu i fizičku kulturu **SRH** rješenjem broj 5173/1 — 1978 od 7. 7. 1978.
**Izvjestitelj** u ime Zavoda za prosvjetno-pedagošku službu *Ivan Budin.*

**Tisak** Grafičkog zavoda Hrvatske, Zagreb, Frankopanska 26

SADRŽAJ

PREDGOVOR . . . . . 5
UVOD . . . . . 6
**1. Klipne pumpe** . . . . . 7
1.1 *Sastavni dijelovi i načelo rada* . . . . . 7
1.2 *Podjela klipnih pumpi* . . . . . 7
1.3 *Količina dobave klipnih pumpi* . . . . . 8
1.3.1. Jednoradna klipna pumpa . . . . . 8
1.3.2. Dvoradna klipna pumpa . . . . . 10
1.3.3 Diferencijalna klipna pumpa . . . . . 12
1.4. *Mjere za smanjenje neravnomjernosti količine dobave klipnih pumpi* . . 13
1.4.1 Proračun zračnih komora . . . . . 16
1.5. *Gubici, stvarna specifična energija pumpe i visina usisavanja* . . . . . 19
1.5.1. Gubici pumpe . . . . . 19
1.5.2. Stvarna specifična energija pumpe . . . . . 21
1.5.3. Visina usisavanja . . . . . 22
1.6. *Snaga i stupnjevi djelovanja klipne pumpe* . . . . . 25
1.7. *Proračun glavnih dimenzija klipne pumpe* . . . . . 27
1.8. *Konstrukcijske izvedbe i osnovne karakteristike glavnih dijelova pumpe* . 32
1.9. *Klipne pumpe u radu* . . . . . 35
1.10. *Konstrukcijske izvedbe i primjena klipnih pumpi* . . . . . 36
**2. Turbopumpe** . . . . . 43
*2.1. Centrifugalne pumpe* . . . . . 43
2.1.1. Sastavni dijelovi, načelo rada i podjela . . . . . 43
2.1.2. Stvarna specifična energija centrifugalne pumpe . . . . . 45
2.1.3. Utjecaj oblika radnih lopatica na teoretsku specifičnu energiju pumpe . . . . . 48
2.1.3.1. Lopatice s radijalnim svršetkom . . . . . 48
2.1.3.2. Lopatice savijene naprijed . . . . . 50
2.1.3.3. Lopatice savijene natrag . . . . . 50
2.1.4. Oblici rotora (radnog kola) . . . . . 51
2.1.5. Uloga sprovodnog kola (zakola) . . . . . 52
2.1.6. Visina usisavanja i pojava kavitacije . . . . . 54
2.1.7. Karakteristike centrifugalne pumpe . . . . . 55
2.1.7.1. Teoretska karakteristika . . . . . 55
2.1.7.2. Stvarna karakteristika centrifugalne pumpe . . . . 57
2.1.8. Proračun centrifugalnih pumpi . . . . . 59
2.1.8.1. Snaga pumpe i stupnjevi djelovanja . . . . . 59
2.1.8.2. Izbor broja okreta rotora pumpe . . . . . 61
2.1.8.3. Promjeri cjevovoda . . . . . 61
2.1.8.4. Promjer vratila pumpe . . . . . 61
2.1.8.5. Proračun osnovnih veličina rotora . . . . . 62
2.1.8.6. Aksijalna sila i načini njezina izjednačavanja . . . . 66
2.1.8.7. Osnovne veličine spiralnog kućišta . . . . . 68
2.1.9. Konstrukcijske izvedbe i primjena centrifugalnih pumpi . . 70
2.1.9.1. Pumpe opće primjene . . . . . 71
2.1.9.2. Centrifugalne pumpe za specijalne namjene . . . . 73
2.1.10. Ispitivanje centrifugalnih pumpi . . . . . 76
2.1.10.1. Mjerenje stvarne specifične energije pumpe . . . 77
2.1.10.2. Mjerenje količine dobave . . . . . 79

2.1.11. Centrifugalne pumpe u radu . . . . . 80
2.1.11.1. Sprežanje centrifugalnih pumpi . . . . . 80
2.1.11.2. Regulacija dobave centrifugalnih pumpi . . . . . 83
2.1.11.3. Puštanje centrifugalnih pumpi u rad . . . . . 86
2.1.11.4. Uzroci lošeg rada pumpe . . . . . 87
*2.2. Propelerne pumpe* . . . . . 88

**3. Pumpe specijalnih konstrukcija** . . . . . 95
*3.1. Zupčana pumpa* . . . . . 95
*3.2. Vijčana pumpa* . . . . . 96
*3.3. Krilna pumpa* . . . . . 97
*3.4. Rotacijsko-krilna (ćelijska pumpa)* . . . . . 97
*3.5. Membranska pumpa* . . . . . 98
*3.6. Injektori* . . . . . 99
*3.7. Ejektori* . . . . . 100
*3.8. Mamut-pumpa (aerolift)* . . . . . 100
*3.9. Pulzator* . . . . . 101

**4. Hidroenergetska postrojenja i vodne turbine** . . . . . 103
*4.1. Hidroenergetska postrojenja* . . . . . 103
*4.2. Vodne turbine* . . . . . 104
4.2.1. Vrste vodnih turbina . . . . . 104
4.2.2. Specifični broj okreta . . . . . 104
4.2.3. Izbor tipa turbine . . . . . 105
4.2.4. Turbine slobodnog mlaza . . . . . 107
4.2.4.1. Peltonova turbina . . . . . 107
4.2.4.2. Snaga i stupnjevi djelovanja Peltonove turbine . . 110
4.2.4.3. Regulacija Peltonove turbine . . . . . 111
4.2.5. Pretlačne pumpe . . . . . 112
4.2.5.1. Stupnjevi djelovanja i snaga pretlačnih turbina . . 116
4.2.5.2. Brtvljenje kod pretlačnih turbina . . . . . 118
4.2.5.3. Francisova turbina . . . . . 119
4.2.5.3.1. Regulacija Francisove turbine . . 121
4.2.5.4. Propelerne turbine . . . . . 122
4.2.5.4.I. Regulacija Kaplanove turbine . . 124
4.2.6. Trošenje dijelova turbine . . . . . 124
4.2.7. Ispitivanje modela turbine . . . . . 125

**5. Hidraulički pogon** . . . . . 127
*5.1. Načelo hidrauličke regulacije* . . . . . 127
*5.2. Osnovni elementi hidrauličkog pogona* . . . . . 127
5.2.1. Hidrauličke pumpe i hidromotori . . . . . 128
5.2.2. Hidraulički razvodnici . . . . . 129
5.2.3. Prigušivači . . . . . 130
5.2.4. Ventili . . . . . 131
5.2.5. Simboli za crtanje hidrauličkih shema . . . . . 133
5.2.6. Hidraulički regulacijski sustavi . . . . . 134
*5.3. Hidraulički prijenosnici* . . . . . 137
5.3.1. Hidrauličke spojke . . . . . 137
5.3.2. Hidraulički transformatori . . . . . 140

*Literatura* . . . . . 142
*Prilog* . . . . . 143

## PREDGOVOR

*Udžbenik Hidraulički strojevi namijenjen je učenicima usmjerenog obrazovanja koji se školuju za upravljače hidropostrojenja, strojare pumpnih postrojenja i za strojare hidroprostrojenja.*

*Kompleks pumpi obrađen je šire i podrobnije od kompleksa hidropostrojenja i vodnih turbina. U proračunima je primijenjena elementarna matematika, da bi učenicima udžbenik bio pristupačan i razumljiv. Tekst je ilustriran crtežima i shematskim prikazima, a iza svakog poglavlja pumpi dano je nekoliko rijetkih primjera i zadataka za vježbu iz proračuna pumpnih postrojenja. Osim toga, na kraju svakog poglavlja nalaze se pitanja za provjeravanje znanja, što će olakšati razumijevanje gradiva.*

*Oni koji su povezivanjem prakse i teorije već stekli neka praktična iskustva moći će proširiti svoja znanja.*

*Želim zahvaliti recenzentima koji su vrlo savjesno i objektivno ocijenili rukopis te svojim sugestijama i primjedbama mnogo pridonijeli fizionomiji udžbenika.*

*Autor*

## UVOD

...rojevi omogućuju pretvaranje jednog oblika (raspoložive) energije u drugi, ...oblik. Rezultati pretvaranja mogu biti različiti, pa stoga postoje:

*...radni strojevi*, koji raspoloživu mehaničku energiju pretvaraju (transformiraju) ...potreban oblik energije. Ovamo pripadaju: pumpe, kompresori, ventilatori, ...trični generatori.

*...gonski strojevi*, koji raspoloživu energiju pretvaraju u mehaničku radnju:

- hidraulički pogonski strojevi,
- toplinski pogonski strojevi,
- elektromotori.

Na osnovi ove klasifikacije strojeva, hidraulički strojevi mogu biti:

*...raulički radni strojevi*:

- pumpe,
- ventilatori.

*...raulički pogonski strojevi*:

- vodna kola,
- vodne turbine.

Pumpa je hidraulički radni stroj koji prima mehaničku energiju od nekog ...skog stroja i pretvara je u hidrauličku energiju tekućine koja protječe. Pumpe se razlikuju po načinu pretvaranja energije i po konstrukciji, pa ih ...mo svrstati u skupine:

*...lipne pumpe*

b) *turbopumpe*:
- — centrifugalne,
- — poluaksijalne,
- — propelerne (aksijalne).

Osnovna konstrukcijska razlika klipnih pumpi i turbopumpi je u radnom ele...tu. Radni element klipne pumpe je klip koji se giba pravocrtno, a radni element ...pumpe je rotor koji se giba kružno.

*...mpe specijalnih konstrukcija*

Ove pumpe razlikuju se od prethodnih po konstrukcijskoj izvedbi. U tu sku...ubrajamo:

- zupčane pumpe,
- vijčane pumpe,
- krilne pumpe,
- rotacijsko-krilne pumpe,
- membranske pumpe,
- mlazne (strujne) pumpe (injektore i ejektore),
- mamut-pumpe (aeroliftove),
- pulzatore.

# 1. KLIPNE PUMPE

## 1.1. SASTAVNI DIJELOVI I NAČELO RADA

Pumpno postrojenje sastoji se od:

- — pumpe,
- — usisnog cjevovoda,
- — tlačnog (potisnog) cjevovoda,
- — pogonskog stroja.

Na slici 1.1. prikazana je shema pumpnog postrojenja. Opišimo rad pumpe i promotrimo zbivanja u pumpi za vrijeme prvog hoda klipa.

a) *Hod od položaja I do položaja II*

Budući da je cilindarski prostor ($V_c$) zatvoren pri kretanju klipa od I do II, u njemu nastaje podtlak prema atmosferskom tlaku. Pod djelovanjem razlike tlakova — atmosferskog tlaka na slobodnu površinu tekućine u donjem spremniku (1) $p_0$ i tlaka u pumpi $p$ — tekućina se kroz usisni koš (2), usisni vod (3), usisnu zračnu komoru (4) i usisni ventil (5), koji je u tom trenutku otvoren, usisava u cilindar pumpe (7), sve do dolaska klipa u položaj II.

Time je prvi hod završen, smjer kretanja klipa se mijenja i počinje drugi hod.

b) *Hod od položaja II do položaja I*

Usisni ventil (5) zatvara se zbog djelovanja hidrodinamičke sile koja nastaje zbog povratnog gibanja tekućine. Sila tlaka u cilindru drži zatvoreni ventil u tom položaju i čim je taj tlak veći, ventil bolje brtvi. Tekućina se preko potisnog ventila (13), potisne zračne komore (14) i potisnog voda (15), potiskuje u gornji spremnik (16) sve do dolaska klipa u lijevu mrtvu točku (položaj I). Kada klip stigne u položaj I, potisni ventil se zatvori i s promjenom smjera kretanja klipa počinje novi radni ciklus. Tako se u klipnoj pumpi mehanička energija radnje pretvara u hidrauličku energiju tekućine.

## 1.2. PODJELA KLIPNIH PUMPI

Klipne pumpe mogu se podijeliti:

a) *prema načinu djelovanja* na:
- — jednoradne klipne pumpe,
- — dvoradne klipne pumpe,
- — diferencijalne klipne pumpe.

b) *prema količini dobave* na:
- — klipne pumpe male dobave ($Q < 0{,}01\ m^3\ s^{-1}$),
- — klipne pumpe srednje dobave ($0{,}01\ m^3\ s^{-1} < Q < 0{,}05\ m^3\ s^{-1}$),
- — klipne pumpe velike dobave ($Q > 0{,}05\ m^3\ s^{-1}$).

c) *prema tlaku* na:
- klipne pumpe niskog tlaka ($p < 3 \cdot 10^5$ Pa),
- klipne pumpe srednjeg tlaka ($3 \cdot 10^5$ Pa $< p < 10^6$ Pa),
- klipne pumpe visokog tlaka ($p > 10^6$ Pa).

d) *prema broju cilindara* na:
- jednocilindrične klipne pumpe,
- dvocilindrične klipne pumpe,
- višecilindrične klipne pumpe.

e) *prema vrsti tekućine* na:
- klipne pumpe za tekućine temperature do 25°C,
- klipne pumpe za tekućine temperature više od 25°C,
- klipne pumpe za tekućine koje sadrže mehaničke primjese,
- klipne pumpe za kemijski agresivne tekućine.

Pumpe se mogu podijeliti i prema položaju cilindra, prema vrsti pogona, prema mjestu iskorištavanja itd.

## 1.3. KOLIČINA DOBAVE KLIPNIH PUMPI

Količina dobave je količina tekućine koja u jedinici vremena proteče kroz neki određen presjek. Jedinica za mjerenje protoka je [ $m^3 s^{-1}$ ].

### 1.3.1. Jednoradna klipna pumpa

Promatrajući sliku 1.1. može se uočiti da se tekućina usisava i tlači (potiskuje) samo s jedne strane klipa, pa takvu pumpu nazivamo *jednoradna pumpa.*

Ako se zanemare volumetrijski gubici, neizbježni u radu pumpe, za hod od II do I potisne su:

$$V' = A \cdot s.$$

Za $n$ okreta u sekundi ručice osnog koljena bit će potisnuta teoretska količina tekućine:

$$Q_t = A \cdot s \cdot n \, [m^3 s^{-1}], \qquad (1.1)$$

A [$m^2$] — površina poprečnog presjeka cilindra,
s [m] — hod klipa.

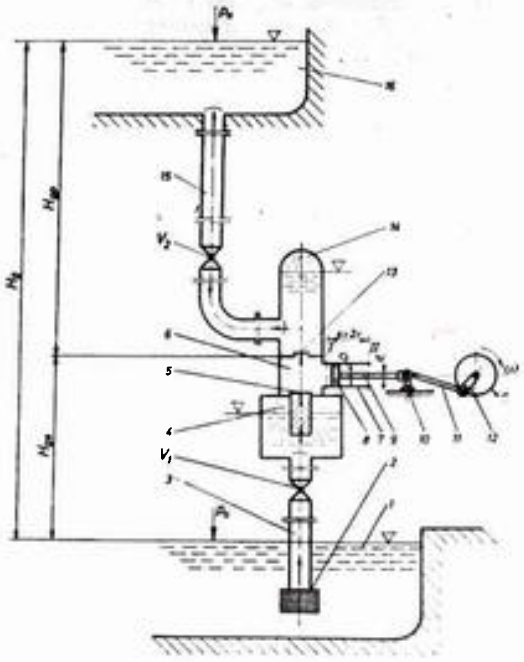
Izraz $Q_t = A \cdot s \cdot n$ daje količinu dobave jednoradne klipne pumpe, ali ne pokazuje zakonitost promjene protoka ili dobave za vrijeme radnog ciklusa, tj. za jedan okret koljenastog vratila.

Da bismo upoznali zakonitost promjene količine dobave, poslužit ćemo se grafičkim prikazom. Između brzine klipa i kutne brzine vratila postoji približni odnos (sl. 1.2):

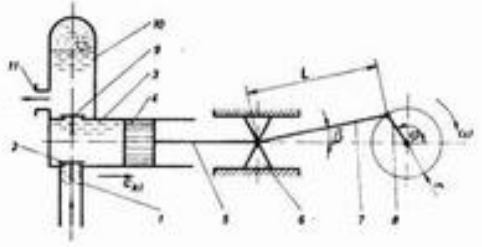
$$c_{kl} = r\omega \cdot \left(\sin\varphi + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin 2\varphi\right) [m s^{-1}],$$

$r$ [m] — polumjer ručice osnog koljena,
$\omega$ [ rad $s^{-1}$ ] — kutna brzina ručice osnog koljena,
$\varphi$ [ rad ] — kut ručice osnog koljena u određenom položaju
L [ m ] — dužina ojnice.





**Sl. 1.1. Shema postrojenja klipne pumpe**
1 — donji spremnik; 2 — usisni koš; 3 — usisni vod; 4 — usisna zračna komora; 5 — usisni ventil; 6 — tijelo pumpe; 7 — cilindar; 8 — klip; 9 — klipnjača; 10 — križna glava; 11 — ojnica; 12 — ručica osnog koljena; 13 — potisni ventil; 14 — potisna zračna komora; 15 — potisni vod; 16 — gornji spremnik; $H_{us}$ — geodetska usisna visina; $H_{sp}$ — geodetska potisna visina; $H_g$ — geodetska visina; $V_1$ — zaporni ventil na usisnom vodu; $V_2$ — zaporni ventil na potisnom vodu



**Sl. 1.2. Shema klipnog mehanizma**
1 — usisni vod; 2 — usisni ventil; 3 — cilindar; 4 — klip; 5 — klipnjača; 6 — križna glava; 7 — ojnica; 8 — ručica osnog koljena; 9 — potisni ventil; 10 — potisna zračna komora; 11 — priključak potisnog voda

Budući da je $r$ mnogo manji od $L$

($r << L$), može se član $\frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin 2\varphi$ zanemariti, pa će brzina klipa biti:

$$c_{kl} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi.$$

Ako tekućina u potpunosti slijedi kretanje klipa, količina dobave je jednaka:

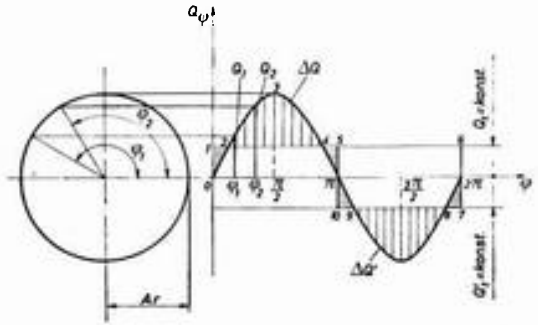
$$Q\varphi = A \cdot c_{kl},$$

$$Q\varphi = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \varphi. \qquad (1.2)$$

Za već konstruiranu pumpu s $n = \text{konst.}$, bit će i $A \cdot r \cdot \omega = \text{konst.}$, tj. dobava se mijenja po zakonu sinusoide.

Dijagram takve promjene količine dobave nacrtan je na slici 1.3. Na dijagramu količine dobave jednoradne klipne pumpe dana je ovisnost protoka (dobave) u funkciji kuta $\varphi$, ti.

$$Q\varphi = f(\varphi).$$



**Sl. 1.3. Dijagram dobave jednoradne klipne pumpe**

Iz dijagrama dobave (sl. 1.3) može se zaključiti da različitim vrijednostima kuta $\varphi$, tj. različitim položajima klipa, odgovaraju određene vrijednosti količine dobave. Na primjer, kutu $\varphi_1$ odgovara dobava $Q_1$, a kutu $\varphi_2$ odgovara dobava $Q_2$.

Ako pozitivne vrijednosti ordinate predstavljaju tlačnu (potisnu) količinu tekućine za različite položaje klipa, a negativne vrijednosti ordinate usisnu količinu tekućine, može se uočiti neravnomjernost količine dobave na cijeli radni ciklus. Taj nedostatak ublažava se sprezanjem više jednoradnih pumpi na zajedničko koljenasto vratilo i na zajednički potisni vod, i ugradnjom zračnih komora u sklopu pumpnog postrojenja.

### 1.3.2. Dvoradna klipna pumpa

*Kod dvoradne klipne pumpe* tekućina se usisava i potiskuje i s jedne i s druge strane klipa (sl. 1.4). Količinu dobave ove klipne pumpe izračunat ćemo tako da izračunamo dobave s lijeve i s desne strane klipa. Ukupnu količinu tekućine dobit ćemo zbrajanjem ovih dviju dobava.



a) Za hod klipa od I do II tekućina se potiskuje iz cilindarskog prostora $A$, preko potisnog ventila (9) i potisnog cjevovoda (13). Količina dobave potisnuta za vrijeme ovog hoda bit će:

$$V'' = (A_1 - A_2) \cdot s \ [\text{m}^3],$$

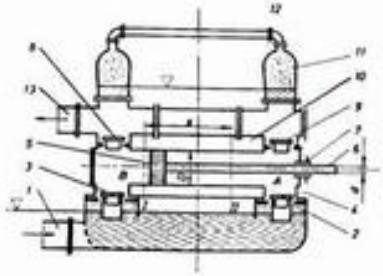
$A_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$ [m²] — površina poprečnog presjeka cilindra,

$A_2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ [m²] — površina poprečnog presjeka klipnjače,

$s$ [ m ] — hod klipa,

$D$ [ m ] — promjer cilindra,

$d$ [ m ] — promjer klipnjače.



**Sl. 1.4. Dvoradna klipna pumpa**

1 — usisni vod; 2 — usisna zračna komora; 3, 4 — usisni ventil; 5 — klip; 6 — klipnjača; 7 — brtvenica; 8, 9 — potisni ventili; 10 — cilindar; 11 — potisna zračna komora; 12 — spojna cijev; 13 — potisni vod

b) Za hod klipa od II do I tekućina se iz cilindarskog prostora $B$, usisana u prethodnom hodu, potiskuje kroz potisni ventil (8) i potisni cjevovod (13). Potisnuta količina tekućine bit će:

$$V' + A_1 \cdot s \ [\text{m}^3].$$

Za vrijeme tog hoda s druge strane klipa izvršeno je usisavanje tekućine.

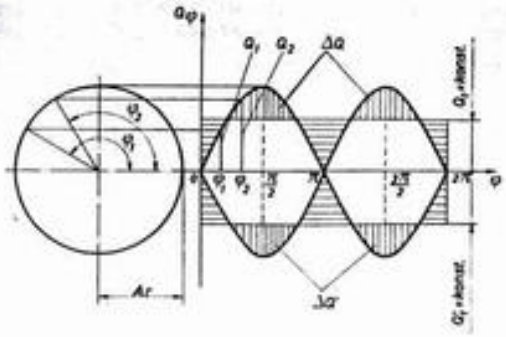
Ukupna je količina potisnute tekućine, tj. za jedan okret ručice ili vratila:

$$V + V'' + V' \ [\text{m}^3],$$

a količina dobave u sekundi:

$$Q_t = n \cdot V = n \cdot (V + V'') = s \cdot n\,(2A_1 - A_2) \ [\text{m}^3\,\text{s}^{-1}]. \qquad (1.3)$$

Dijagram količine dobave dvoradne klipne pumpe prikazan je na slici 1.5. Iz dijagrama se vidi da je količina dobave ove pumpe u usporedbi s dobavom jednoradne pumpe ravnomjernija (ali još uvijek nedovoljno ravnomjerna). Višak dobave $\Delta Q$ koji se pojavljuje u toku jednog radnog ciklusa rada pumpe, u odnosu prema pretpostavljenoj kontinuiranoj (stalnoj) dobavi, odgovara po veličini manjkovima koji se pojavljuju u toku istog ciklusa (na slici vodoravno iscrtkani).

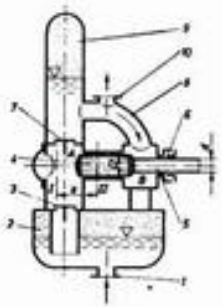


Sl. 1.5. Dijagram dobave dvoradne klipne pumpe

### 1.3.3. Diferencijalna klipna pumpa

Diferencijalna klipna pumpa slična je jednoradnoj i dvoradnoj klipnoj pumpi. Međutim, ima i razlika. Sličnost s jednoradnom pumpom je u usisavanju tekućine u toku radnog ciklusa, a sličnost s dvoradnom pumpom je u postojanju dvaju potiskivanja u toku jednog ciklusa.

Da bismo izračunali količinu dobave, analizirajmo radni ciklus pumpe.



Sl. 1.6. Shema diferencijalne klipne pumpe
1 — prirubnica za usisni vod; 2 — usisna zračna komora; 3 — usisni ventil; 4 — klip; 5 — klipnjača; 6 — brtvenica; 7 — potisni ventil; 8 — spojna cijev; 9 — potisna zračna komora; 10 — prirubnica za potisni vod; *A*, *B* — cilindarski prostor

a) Za hod klipa od I do II (sl. 1.6) iz prostora B potisnut će se količina tekućine:

$$V' = (A_1 - A_2) \cdot s \ [\mathrm{m}^3],$$

$A_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$ [m²] — površina poprečnog presjeka cilindra,

$A_2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$ [m²] — površina poprečnog presjeka klipnjače,

$s$ [m] — hod klipa.



b) Za hod od II do I potiskuje se tekućina iz prostora *A*, preko potisnog ventila (7), potisne zračne komore (9) i spojne cijevi (8). Međutim, sva potisnuta tekućina iz prostora *A* neće biti transportirana u potisni vod (10), već će se jedan dio preko spojne cijevi (8) smjestiti u prostor *B* koji za sobom ostavlja diferencijalni klip pri kretanju prema položaju I.

Prema tome, u potisni vod potisnut će se količina tekućine:

$$V'' = A_2 \cdot s \ [\mathrm{m}^3],$$

a za $n$ okreta u sekundi ručice:

$$V = (V' + V'') \cdot n \ [\mathrm{m}^3\,\mathrm{s}^{-1}].$$

Količina je dobave:

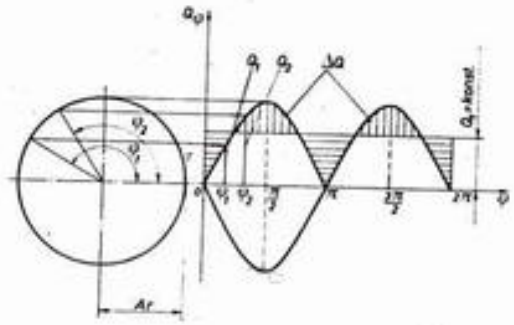
$$Q_t = (A_1 - A_2) \cdot s \cdot n + A_2 \cdot s \cdot n,$$

ili

$$Q_t = A_1 \cdot s \cdot n \ [\mathrm{m}^3\,\mathrm{s}^{-1}]. \qquad (1.4)$$

Količina dobave diferencijalne klipne pumpe za jednaki $D$, $s$ i $n$ jednaka je dobavi jednoradne pumpe.

Diferencijalna pumpa, u odnosu prema jednoradnoj pumpi ima ravnomjerniju dobavu i ravnomjernije opterećenje dijelova pumpe i pogonskog stroja, što se vidi iz dijagrama dobave (sl. 1.7).



Sl. 1.7. Dijagram dobave diferencijalne klipne pumpe

## 1.4. Mjere za smanjenje neravnomjernosti količine dobave klipnih pumpi

Količina dobave neravnomjerna je u toku radnog ciklusa pumpe. Posljedice su neravnomjernosti:

— neravnomjerno opterećenje pogonskog stroja,
— lupanje ventila,
— neravnomjerno opterećenje dijelova klipne pumpe (cilindra, klipa, klipnjače, križne glave, ojnice, koljenastog vratila, ležaja i dr.).

Neravnomjerna dobava se ujednačuje:

— zračnim komorama,
— sprezanjem klipnih pumpi.

Analizirajmo primjenu zračnih komora kod jednoradne klipne pumpe (sl. 1.3). Kako je potiskivanje tekućine u potisni vod neravnomjerno, potrebno je da za to vrijeme ostvarivani višak dobave od točke 1 do točke 2 akumulira posebna posuda — *zračna komora* — ugrađena između cilindra i potisnog voda. Ta komora mora također osiguravati ujednačenu dobavu u vrijeme kada pumpa potiskuje u zračnu komoru manju količinu od $Q_t$ = konst. (od točke 0 do točke 2 i od točke 4 do točke 5, na slici 1.3 vodoravno šrafirano).

Komora mora biti tlačno-ekspanzijska, odnosno mora sadržavati zrak koji se tako ponaša u toku radnog ciklusa pumpe. Otud i naziv potisna (tlačna) zračna komora.

Iz slike 1.3. vidi se da je dio grafikona od $\varphi = \pi$ do $\varphi = 2\pi$, tj. krivulja usisane tekućine identična dijelu krivulje od $\varphi = 0$ do $\varphi = \pi$. Prema pretpostavljenoj, konstantnoj dobavi $Q_t'$ = konst. u periodu od točke 10 do točke 9 i od točke 8 do 7 (sl. 1.3), postiže se višak usisane tekućine $\Delta Q'$. Za taj višak dobave potrebna je također komora koja bi ga akumulirala. Tu ulogu obavlja usisna zračna komora (4) na slici 1.1, ugrađena između cilindra i usisnog voda. Dobava klipnih pumpi mijenja se ovisno o brzini klipa, dakle, ovisi o kutu y osnog koljena (koljenastog vratila). Prema jednadžbi (2) volumen potisnute tekućine ovisi o sinusu kuta $\varphi$, pa prema tome oscilira i dobava, tj.

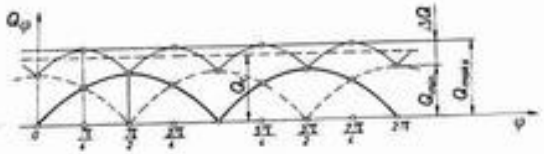
$$Q\varphi = A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin\varphi.$$

Pretpostavljena konstantna dobava $Q_t$ predstavljena površinama 0 — 1 — 2 — — 0 i 4 — 6 — $2\pi$ — $\pi$ odgovara višku dobave $\Delta Q$ predstavljenu površinom 2 — 3 — 4 — 2 (sl. 1.3).

Dobava za vrijeme jednog okreta osnog koljena kod jednoradne pumpe iznosi $V' = A \cdot s$, jer je drugi hod klipa usisni (sl. 1.3).

Dvoradna pumpa ima dva radna hoda, pa je dijagram sastavljen od obiju polovina sinusoide (sl. 1.5).

Dobava oscilira, i to više kod jednoradne, a manje kod dvoradne i diferencijalne pumpe. Upotrebom kombiniranih pumpi, odnosno *sprezanjem* pumpi, dobava može biti ravnomjernija.



**Sl. 1.8. Dijagram dobave dvocilindrične dvoradne klipne pumpe**

Imamo li kombiniranu pumpu koja se sastoji iz dviju dvoradnih pumpi, njihova ćemo osna koljena namjestiti tako da međusobno zatvaraju kut od 90°. Dijagram dobave dobiva se grafičkim zbrajanjem obiju krivulja dobave (sl. 1.8).



Pretpostavimo li da je $\omega$ = konst., možemo izračunati kolebanje dobave prema jednadžbi $Q\varphi = A \cdot r \cdot \sin\varphi$. Najveća trenutna količina bit će kod kuta osnog koljena $\varphi = k \cdot \frac{\pi}{4}$ (za $k = 1, 3, 5\ldots$) i iznosit će:

$$Q_{maks} = 2 \cdot A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin 45° \approx 1{,}41 \cdot A \cdot r \cdot \omega. \tag{1.5}$$

Najmanja će količina biti kod $\varphi = m \cdot \frac{\pi}{2}$ (za $m = 0, 1, 2, \ldots$) i iznosit će:

$$Q_{min} = A \cdot r \cdot \omega. \tag{1.6}$$

Kolebanje će tada biti:

$$\Delta Q = Q_{maks} - Q_{min} \approx 0{,}41 \cdot A \cdot r \cdot \omega. \tag{1.7}$$

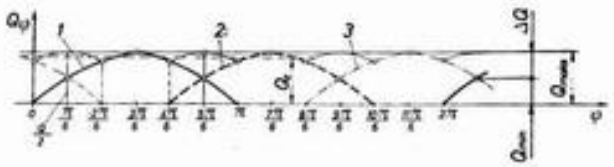
Maksimumi, odnosno minimumi, međusobno su razmaknuti za $\pi/2$, a maksimum slijedi minimum i obrnuto u razmaku $\pi/4$.

Kolebanje se može još više ublažiti upotrebom *kombinirane pumpe*, koja se sastoji od tri jednoradne pumpe (trocilindrične jednoradne pumpe), čija su osna koljena pomaknuta za 120° (sl. 1.9). Kolebanje je u tom slučaju:

$$Q_{maks} = 2 \cdot A \cdot r \cdot \omega \cdot \sin 60° \approx 0{,}86 \cdot A \cdot r \cdot \omega, \tag{1.8}$$

$$Q_{min} = 2 \cdot A \cdot r \cdot sin\ 30° = A \cdot r \cdot \omega, \tag{1.9}$$

$$\Delta Q = Q_{maks} - Q_{min} \approx 0{,}14 \cdot A \cdot r \cdot \omega. \tag{1.10}$$



**Sl. 1.9. Dijagram dobave trocilindrične jednoradne klipne pumpe**

Kolebanje dobave mnogo je manje nego kod dvocilindrične dvoradne pumpe. Razmak između minimalne i maksimalne dobave je $\pi/6$ kuta ručice osnog koljena.

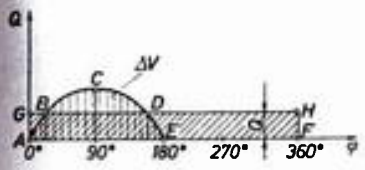
Ma kakvu kombinaciju uzeli, uvijek će preostati neko kolebanje dobave $\Delta Q$ u usisnom i tlačnom vodu, što znači da se masa tekućine u oba voda mora čas ubrzavati, čas usporavati, ovisno o položaju klipa, odnosno osnog koljena. Kao posljedica tog kolebanja dobave, odnosno brzine klipa, a time i brzine tekućine, javljaju se znatne inercijalne sile, koje izazivaju udarce u ventile i klipove te nemiran i nejednolik rad pumpe. Kod većih masa tekućine (dugački vodovi velikih promjera) te su inercijalne sile tolike da mogu nastati i oštećenja na pumpnom uređaju, a ponekad može doći i do razaranja cjevovoda.

Ugradnjom zračnih komora, zbog promjene tlaka zraka u njima, možemo toliko ublažiti kolebanje dobave da je to za praksu potpuno dovoljno. Zračne komore se ugrađuju što bliže pumpi, najčešće su konstruktivno vezane s pumpom. Redovno postavljamo dvije komore: usisnu na ulazu u cilindar i tlačnu (potisnu) na izlazu iz cilindra. Ako postoji mogućnost upotrebe samo jedne zračne komore, tada je to tlačna zračna komora. Potreba ugradnje usisne zračne komore nastaje u slučaju dugih usisnih vodova, jer se na taj način može postići i veća usisna visina.

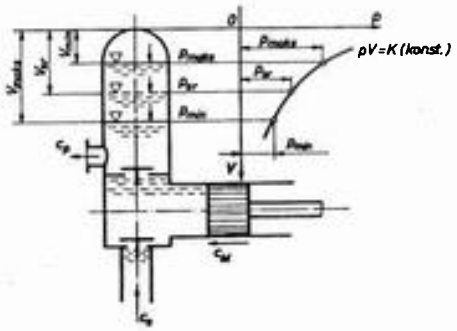
### 1.4.1. Proračun zračnih komora

Volumen zračnog prostora u usisnoj i tlačnoj komori ovisi o nejednolikosti dobave pumpe $Q$. Proračun volumena zračne komore vrijedi za usisnu i potisnu zračnu komoru.

Za proračun zračne komore za jednoradnu klipnu pumpu potrebno je ustanoviti kolebanje dobave. Na slici 1.10. prikazano je kolebanje dobave jednoradne pumpe. Za vrijeme potisnog hoda (od $\varphi = 0°$ do 180°) pumpa će dobaviti količinu $ABCDEA$ (uspravno šrafirano), dok kod usisnog hoda (od $\varphi = 180°$ do 360°) ne dobavlja ništa (pravac $EF$). Kad bi tekućina iz pumpe otjecala jednoliko, dobili bismo u dijagramu pravac $GH$. Površina $AGHF$ jednaka je površini $ABCDEA$.




Sl. 1.10. Kolebanje dobave jednoradne klipne pumpe




Sl. 1.11. Potisna zračna komora

Budući da je dvostruko šrafirana površina $ABDEA$ zajednička, to količinu $BCDB$ treba »smjestiti« u površinu $ACBA$ i $EDHFE$. Površina $BCDB$ je količina tekućine koja pridolazi u zračnu komoru, dakle, smanjuje volumen zraka u komori. Volumen tekućine u komori ovisi o volumenu zraka kojem se tlak mijenja približno po izotermi (stijenke su toplinski konduktori; u dodiru su zrak i voda). Prema tome bit će (sl. 1.11):

$$p_{maks} \cdot V_{min} = p_{min} \cdot V_{maks} = p_{sr} \cdot V_{sr} = p \cdot V = K \text{ (konst.)}, \qquad (1.11)$$

$p_{sr} = \frac{p_{maks} + p_{min}}{2}$ — srednja vrijednost tlaka u zračnoj komori,



$V_{sr} = \frac{V_{maks} + V_{min}}{2}$ — srednja vrijednost volumena zračne komore.

Što je veći zračni volumen komore, to će manja biti promjena tlaka u komori. Ovo kolebanje tlaka oko nekog srednjeg tlaka zove se statički stupanj nejednolikosti (statički zbog toga što se zanemaruju brzine tekućine u komori), a jednak je:

$$\delta_s = \frac{p_{maks} - p_{min}}{p_{sr}}. \qquad (1.12)$$

Koristeći se jednakostima (11) i (12) možemo pisati:

$$\delta_s = \frac{p_{maks} - p_{min}}{p_{sr}} = \frac{\frac{K}{V_{min}} - \frac{K}{V_{maks}}}{\frac{K}{V_{sr}}} = \frac{V_{sr}(V_{maks} - V_{min})}{V_{min} \cdot V_{maks}} = \frac{V_{sr}(V_{maks} - V_{min})}{V_{sr}^2}$$

ili

$$\delta_s = \frac{V_{maks} - V_{min}}{V_{sr}} = \frac{\Delta V}{V_{sr}}, \qquad (1.12a)$$

odakle je

$$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s}. \qquad (1.13)$$

Iskustvo pokazuje da je:

$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s} = 22 \cdot A \cdot s$ — za jednoradnu pumpu,

$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s} = 9 \cdot A \cdot s$ — za dvoradnu pumpu,

$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s} = 0{,}5 \cdot A \cdot s$ — za trocilindričnu jednoradnu pumpu,

$A$ [m²] — poprečni presjek cilindra,
$s$ [m] — hod klipa.

Prema tome, količinu dobave prikazane površine $BCDB$ valja smjestiti u zračnu komoru, što znači da će ta količina mijenjati volumen zraka u zračnoj komori, pa je površina $BCDB$ jednaka razlici volumena zraka, tj.

$$\Delta V = V_{maks} - V_{min}.$$

Omjer $\Delta V$ prema količini tekućine za jedan radni hod $A \cdot s$ (površina $ABCDEA$ sl. 1.10) iznosi (računski ili planimetriranjem):

$\frac{\Delta V}{A \cdot s} = 0{,}55$ — za jednu jednoradnu pumpu,

$= 0{,}21$ — za jednu dvoradnu pumpu,

$= 0{,}0423$ — za dvije dvoradne pumpe (osno koljeno 90°),

$= 0{,}0094$ — za tri jednoradne pumpe (osno koljeno 120°).

Prema tome zračni volumen komora određujemo tako da odredimo maksimalni volumen komore.

Iz izraza $\Delta V = V_{maks} - V_{min}$ i $V_{sr} = \frac{V_{maks} + V_{min}}{2}$

dobivamo:

$$V_{maks} = \frac{\Delta V}{2} + V_{sr}.$$

Budući da je

$$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s},$$

slijedi:

$$V_{maks} = \frac{\Delta V}{2} + \frac{\Delta V}{\delta_s}$$

ili

$$V_{maks} = \Delta V \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right) [m^3]. \qquad (1.14)$$

Minimalni volumen komore određujemo iz izraza:

$$V = V_{maks} - V_{min},$$

$$V_{min} = V_{maks} - \Delta V \ [m^3]. \qquad (1.15)$$

Ovaj izraz vrijedi za usisnu i tlačnu zračnu komoru samo što se prema iskustvu uzimaju različiti stupnjevi nejednolikosti, i to za:

— usisnu zračnu komoru $\delta_s = 0{,}10 - 0{,}05$,

— tlačnu zračnu komoru $\delta_s = 0{,}05 - 0{,}02$.

Kod diferencijalnih pumpi potrebno je proračunati usisnu zračnu komoru kao za jednoradnu pumu, a potisnu (tlačnu) komoru kao za dvoradnu pumpu; $\Delta V$ uzimamo iz prijašnje tablice (uz poznati $A \cdot s$).

Kod statičkog proračuna zračnih komora zbog jednostavnosti smo pretpostavili da su brzine pritjecanja u usisnu zračnu komoru, odnosno brzina istjecanja iz potisne zračne komore, jednolike. Budući da se tlak u komorama koleba, to se ovo



kolebanje prenosi i na tekućinu izvan komora, pa može doći do rezonancije koja je štetna na cjelokupno pumpno postrojenje, a može ga i razoriti. Zato kod većih instalacija treba provesti još i dinamički proračun zračnih komora.

Maksimalni volumen komore mora se povećati za dinamički dio da bi se spriječila rezonancija. U tom je slučaju maksimalni volumen komore:

$$V_{maks} = \Delta V \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right) + \frac{p_{sr} \cdot A_c}{L_c \cdot k \cdot \omega^2} [m^3], \qquad (1.16)$$

$A_c$ [ m$^2$ ] — površina poprečnog presjeka cjevovoda (usisnog ili tlačnog),
$L_c$ [ m ] — dužina tog cjevovoda,
$\varrho$ [kg m$^{-3}$ ] — gustoća tekućine,
$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ [ rad s$^{-1}$ ] — kutna brzina osnog koljena,
$k$ — broj impulsa što ih za vrijeme jednog okreta osnog koljena klip prenosi na zračnu komoru,
$k = 1$ — za jednoradne pumpe,
$k = 2$ — za dvoradne pumpe,
$k = 4$ — za dvije dvoradne pumpe (pomak osnih koljena za 90°),
$k = 6$ — za tri jednoradne pumpe (pomak osnih koljena za 120°).

## 1.5. GUBICI, STVARNA SPECIFIČNA ENERGIJA PUMPE I VISINA USISAVANJA

### 1.5.1. Gubici pumpe

U pogonu pumpi potrebno je dovoditi energiju od nekog pogonskog stroja. Najveći dio te dovedene mehaničke energije upotrebljava se za povećanje hidrauličke energije radnog fluida, ali se jedan dio mora »trošiti« na svladavanje otpora koji se javljaju u radu pumpe. Taj dio energije, u odnosu prema osnovnoj ulozi pumpe, predstavlja gubitak.

S obzirom na mjesto gdje nastaju gubici mogu biti:

1. *Vanjski gubici* koji nastaju u vanjskim elementima pumpnog uređaja, i to:

a) U ravnim dijelovima cjevovoda, a računaju se prema izrazu:

$$e_{g1} = \lambda \cdot \frac{L_c}{d_c} \cdot \frac{c^2}{2} [J\,kg^{-1}],$$

$\lambda$ — koeficijent otpora trenja,
$L_c$ — dužina cjevovoda,
$d_c$ — promjer cijevi,
$c$ — brzina strujanja.

b) Lokalni gubici ($e_{g2}$) nastaju u elementima armature cjevovoda, a računaju se prema općem izrazu:

$$e_{g2} = \xi_2 \cdot \frac{c^2}{2} [J\,kg^{-1}],$$

$\xi_2$ — koeficijent lokalnog otpora armature cjevovoda.

c) Gubitak zbog brzine istjecanja tekućine ($e_{g3}$):

$$e_{g3} = \xi_3 \cdot \frac{c^2}{2} [J\,kg^{-1}],$$

$\xi_3$ — koeficijent lokalnog otpora na izlazu iz cjevovoda.

Ukupni vanjski gubici u cjevovodu:

$$e_{gc} = e_{g1} + e_{g2} + e_{g3},$$

$$e_{gc} = \frac{c^2}{2}\left(\frac{L_c}{d_c} + \xi_2 + \xi_3\right). \qquad (1.17)$$

Iz jednadžbe protoka $Q = A \cdot c$ slijedi:

$$c = \frac{Q}{A_c}.$$

Uvrštavanjem izraza za brzinu u jednadžbu dobivamo:

$$e_{gc} = \frac{Q^2}{A_c}\left(\lambda \cdot \frac{L_c}{d} + \xi_2 + \xi_3\right), \qquad (1.17)$$

$$e_{gc} = \frac{1}{A_c^2}\left(\lambda \cdot \frac{L_c}{d_c} + \xi_2 + \xi_3\right) \cdot Q^2.$$

Ako veličinu $\frac{1}{A_c^2}\left(\lambda \cdot \frac{L_c}{d_c} + \xi_2 + \xi_3\right)$ zamijenimo s $k$, dobivamo:

$$e_{gc} = k \cdot Q^2 \ [J\,kg^{-1}]. \qquad (1.18)$$

2. *Unutrašnji gubici* nastaju u unutrašnjosti pumpe. Za razliku od vanjskih gubitaka, koji su po prirodi svi hidraulički (gubici hidrauličke energije), unutrašnji gubici mogu biti:

— hidraulički,
— volumetrijski,
— mehanički.

a) Hidraulički gubici nastaju:

— zbog trenja tekućine u ventilima,
— zbog trenja tekućine u cilindru,
— zbog promjene smjera gibanja tekućine u cilindru.

b) Volumetrijski gubici nastaju zbog:

— nesavršenog brtvljenja ventila na ventilskom sjedištu,
— nesavršenog brtvljenja između klipa i cilindra te klipnjače i poklopca,
— apsorpcije zraka tekućinom.

Zbog volumetrijskih gubitaka stvarna dobava bit će manja od teoretske dobave:

$$Q = Q_t - q_g,$$

$q_g$ — volumetrijski (protočni) gubitak pumpe.



c) Mehanički gubici nastaju kao posljedica mehaničkog trenja dijelova pumpe koji se nalaze u zahvatu:

— između klipa i cilindra,
— između klipnjače i brtvila,
— između papuča i kliznih staza križne glave,
— trenja u svim ležajima klipnog mehanizma.

### 1.5.2. Stvarna specifična energija pumpe

1. Prema slici 1.1. *geodetska visina usisavanja* ($H_{gs}$) je razmak od podnožja potisnog ventila do razine tekućine u donjem spremniku.

2. Geodetska potisna visina ($H_{gp}$) je razmak od podnožja tlačnog ventila do razine tekućine u gornjem spremniku.

3. Geodetska visina ($H_g$) je visina razine tekućine u gornjem spremniku do razine tekućine u donjem spremniku (sl. 1.1), tj.

$$H_g = H_{gs} + H_{gp} \ [m]. \qquad (1.19)$$

4. Stvarna specifična energija pumpe ($e_p$) je rad što ga izvrši pumpa na jedan kilogram tekućine.

Stvarnu specifičnu energiju pumpe možemo proračunati (ako zanemarimo brzine u gornjem i donjem spremniku) ovako: 1 kg tekućine na putu od donjeg spremnika do gornjeg spremnika dobije energiju koja je jednaka stvarnoj specifičnoj energiji pumpe, a izgubi energiju koja je jednaka energiji gubitaka.

Razlika energije na ulazu u usisni cjevovod i energije na izlazu iz potisnog cjevovoda mora prema tome biti jednaka stvarnoj specifičnoj energiji pumpe umanjenoj za gubitke u cjevovodu pumpe. Izraženo jednadžbom:

$$e_2 - e_1 = e_p - e_{gc}. \qquad (1.20)$$

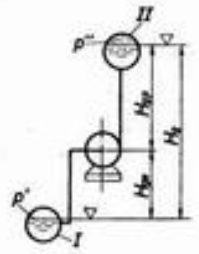
Iz jednadžbe (1.20) možemo izračunati stvarnu specifičnu energiju pumpe ($e_p$):

$$e_p = e_2 - e_1 + e_{gc} \ [J\,kg^{-1}]. \qquad (1.21)$$

Ako energije u gornjem i donjem spremniku (sl. 1.12) izrazimo pomoću tlačne i položajne energije, onda dobivamo:

$$e_p = \frac{p'' - p'}{\varrho} + g \cdot H_g + e_{gc} \ [J\,kg^{-1}], \qquad (1.22)$$

$p''$ [Pa] — tlak u gornjem spremniku,
$p'$ [Pa] — tlak u donjem spremniku,
$\varrho$ [kg m$^{-3}$] — gustoća tekućine,
$g$ [m s$^{-2}$] — gravitacija,
$Hg$ [m] — geodetska visina,
$e_{gc}$ [J kg$^{-1}$] — gubici energije u cjevovodu.




**Sl. 1.12. Shema pumpe sa zatvorenim spremnicima**
I — donji spremnik; II — gornji spremnik; $p'$, $p''$ — apsolutni tlak u donjem, odnosno gornjem spremniku

Čest je slučaj da je tlak u gornjem i donjem spremniku jednak, pa u jednadžbi (1.22) prvi član postaje jednak nuli.

U tom slučaju stvarna specifična energija pumpe jednaka je:

$$e_p = g \cdot Hg + e_{gc} \ [J\,kg^{-1}]. \tag{1.23}$$

Hidraulička specifična energija pumpe ($e_h$) je rad sile na klipu po jednom kilogramu tekućine. Dio tog rada »troši« se za svladavanje hidrauličkih gubitaka u pumpi, a preostali dio rada stvarna je specifična energija pumpe, pa možemo pisati:

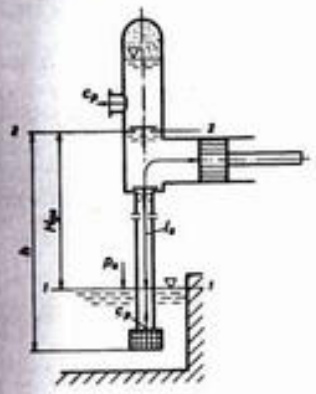
$$e_h = e_p + e_{gh} \ [J\,kg^{-1}], \tag{1.24}$$

$e_p$ [J kg$^{-1}$] — stvarna specifična energija,
$e_{gh}$ [J kg$^{-1}$] — hidraulički gubici energije u pumpi.

### 1.8.3. Visina usisavanja

Bernoullijeva jednadžba (sl. 1.13) za presjeke 1 — 1 i 2 — 2:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot H_{gs} + e_{gs}, \tag{1.25}$$



$p_0 = p_1$ — tlak na razini donjeg spremnika
$\varrho$ — gustoća tekućine,
$c_1$ — brzina tekućine u donjem spremniku,
$p = p_2$ — tlak na klipu za vrijeme usisavanja,
$c_2$ — brzina klipa,
$H_{gs}$ — geodetska usisna visina,
$e_{gs}$ — gubitak energije u usisnom vodu.

**Sl. 1.13. Visina usisavanja kod klipne pumpe bez usisne zračne komore**

Brzinu $c_1$ u donjem spremniku zbog male vrijednosti možemo zanemariti ($c_1 \approx 0$), pa je tlak usisavanja jednak:

$$p = p_0 - \left[\frac{c_2^2}{2} + g \cdot H_{gs} + e_{gs}\right] \cdot \rho \ [\text{Pa}]. \tag{1.26}$$



Da ne bi došlo do prekida stupca tekućine u usisnom vodu, tlak usisavanja $p$ mora biti jednak ili veći od tlaka isparavanja tekućine $p_p$ pri određenoj temperaturi:

$$p \geq p_p. \tag{1.27}$$

Uvrštavanjem uvjeta (1.27) u jednadžbu (1.26) dobivamo visinu usisavanja:

$$H_{gs} \leq \frac{1}{g} \cdot \left[\frac{p_0 - p_p}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} - e_{gs}\right] \ [\text{m}]. \tag{1.28}$$

Iz izraza (1.28) vidi se da usisna visina ovisi o atmosferskom tlaku, tlaku isparavanja tekućine pri određenoj temperaturi, gubitku energije u usisnom vodu (to znači da ovisi o brzini tekućine u usnom vodu, dužini i izvedbi cjevovoda) brzini klipa, gustoći tekućine i gravitaciji.

Pregled utjecaja pojedinih činilaca na usisnu visinu:

a) Atmosferski tlak ovisi o nadmorskoj visini i atmosferskim prilikama. U tablici 1.1 prikazana je ovisnost veličine atmosferskog tlaka ($p_0$) o nadmorskoj visini.

**Tablica 1.1.** Ovisnost veličine atmosferskog tlaka o nadmorskoj visini

| Nadmorska visina [m] | 0 | 100 | 300 | 500 | 800 | 1 000 | 1 500 | 2 000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Atmosferski tlak $p_0$ [Pa] | 101 300 | 100 020 | 97 100 | 95 100 | 92 100 | 88 200 | 84 300 | 79 400 |

b) Ovisnost tlaka isparavanja vode koja se usisava o temperaturi tekućine dana je u tablici 1.2. Tlak isparavanja vodene pare naglo raste, zbog temperature koja je viša od 50°C, zbog gubitaka pri usisavanju, a i zbog sigurnosti. U pravilu se za temperature više od 65°C mora primjenjivati pritjecanje vode u pumpu, ili, ukratko, donji spremnik nalazi se iznad pumpe.

**Tablica 1.2.** Ovisnost veličine tlaka isparavanja vode o temperaturi vode [°C]

| Temperatura vode | Tlak isparavanja vode $p_p$ [Pa] |
|---|---|
| 0 | 611 |
| 5 | 872 |
| 10 | 1 227 |
| 20 | 2 337 |
| 30 | 4 241 |
| 40 | 7 375 |
| 50 | 12 335 |
| 60 | 19 920 |
| 70 | 31 170 |
| 80 | 47 360 |
| 90 | 70 110 |
| 100 | 101 325 |

Budući da gubici energije u usisnom vodu rastu s kvadratom brzine usisavanja, preporučuje se brzina vode u usisnom vodu:

$$c_s = 0{,}6 - 2 \ [\mathrm{m\,s^{-1}}].$$

Utjecaj dužine usisnog voda na visinu usisavanja možemo razmatrati dvojako,

1. *Klipna pumpa bez usisne zračne komore* (sl. 1.13). Smanjenje usisne visine zbog inercije tekućine u usisnom vodu nastaje kao posljedica ubrzanja tekućine koja se usisava.

Inercijalna je sila tekućine:

$$F_i = m \cdot a$$

$m = A_s \cdot l_s \cdot \varrho$ — masa stupca tekućine u usisnom vodu dužine $l_s$,

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi\right) — \text{ubrzanje klipa.}$$

Maksimalna je vrijednost ubrzanja za $\varphi = 0$:

$$a_{maks} = r \cdot \omega^2 \left(1 + \frac{r}{L}\right),$$

$r$ — polumjer ručice osnog koljena,
$L$ — dužina ojnice,
$\omega$ — kutna brzina ručice osnog koljena.

Za uobičajenu vrijednost $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ dobit će se

$$a_{maks} = \frac{6}{5} r \cdot \omega^2.$$

Uz pretpostavku da tekućina potpuno slijedi kretanje klipa, na osnovi jednadžbe kontinuiteta, bit će:

$$A \cdot a_{maks} = A_s \cdot a_s,$$

$$a_s = \frac{6}{5} \cdot \frac{A}{A_s} \cdot r \cdot \omega^2.$$

Inercijalna sila jest:

$$F_i = \frac{6}{5} \varrho\, l_s \cdot r \cdot A \cdot \omega^2 \ [\mathrm{N}]. \qquad (1.29)$$

Inercijalnu silu može se izraziti kao inerciju stupca tekućine koja struji kroz usisni vod visine $h$ (sl. 1.13):

$$F_i = g \cdot \varrho \cdot A_s \cdot h \ [\mathrm{N}]. \qquad (1.30)$$



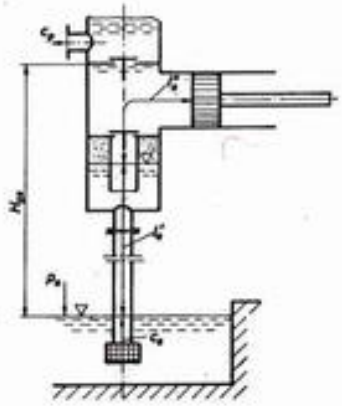
Izjednačenjem izraza (1.29) i (1.30) dobiva se:

$$h = \frac{6}{5} \cdot \frac{A}{A_s} \cdot \frac{l_s}{g} \cdot r \cdot \omega^2 \ [\mathrm{m}]. \qquad (1.31)$$

S ovako izraženim inercijalnim gubitkom visina usisavanja $H_{gs}$ jest:

$$H_{gs} < \frac{1}{g}\left[\frac{p_0 - p_p}{\varrho} - \frac{c_2^2}{2} - e_{gs} - \frac{6}{5} \cdot \frac{A}{A_s} \cdot L_s \cdot r \cdot \omega^2\right] \ [\mathrm{m}]. \qquad (1.32)$$

Iz izraza (1.32) može se zaključiti da u slučaju pumpe bez usisne zračne komore dužina usisnog voda $l_s$ nepovoljno utječe na vrijednost visine usisavannja. Zbog toga se takva pumpna postrojenja grade s kratkim usisnim vodom većeg promjera.



**Sl. 1.14. Visina usisavanja kod klipne pumpe s usisnom zračnom komorom**

2. *Klipna pumpa s usisnom zračnom komorom* (sl. 1.14) Djelovanje usisne zračne komore na usisnu visinu pumpe je smanjenje inercijalnog gubitka energije. Usisna zračna komora smanjuje nejednolikost brzine u usisnom vodu, pa su i ubrzanja tekućine u vodu manja.

Za približni proračun usisne visine može se koristiti jednadžbom (1.32), tako da se od dužine usisnog voda $l_s$ oduzme dužina $l'_s$ pa tekućina mora prijeći put $l''_s$.

Izraz za usisnu visinu sada ima oblik:

$$H_{gs} < \frac{1}{g}\left[\frac{p_0 - p_p}{\varrho} - \frac{c_2^2}{2} e_{gs} - \frac{6}{5} \cdot \frac{A}{A_s} \cdot r \cdot L_s'' \cdot \omega^2\right] \ [\mathrm{m}]. \qquad (1.33)$$

## 1.6. SNAGA I STUPNJEVI DJELOVANJA KLIPNE PUMPE

Snaga koju pumpa predaje tekućini manja je od snage koju pumpa prima na spojci. Uzrok tome su *volumetrijski, hidraulički* i *mehanički gubici* koji nastaju u radu pumpe.

Ovi gubici obuhvaćeni su volumetrijskim, hidrauličkim i mehaničkim stupnjem djelovanja.

Volumetrijski stupanj djelovanja je odnos stvarne (Q) i teoretske dobave pumpe ($Q_t$):

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t}. \tag{1.34}$$

Više vrijednosti ovog stupnja djelovanja uzimaju se za pumpe većih dobava i s dobrim brtvljenjem, a niže vrijednosti za pumpe manjih dobava također s dobrim brtvljenjem.

Vrijednost $\eta_v$ kreće se u granicama:

$$\eta_v = 0{,}88 — 0{,}99.$$

*Hidraulički stupanj djelovanja* odnos je stvarnog rada pumpe i hidrauličkog rada pumpe. Što su hidraulički gubici manji, hidraulički stupanj djelovanja tim je bliži jedinici, a može se izračunati prema izrazu:

$$\eta_h = \frac{e_p}{e_h}, \tag{1.35}$$

$$\eta_h = 0{,}97 — 0{,}98.$$

*Mehanički stupanj djelovanja* obuhvaća mehaničke gubitke u pumpi i njenom pogonskom mehanizmu, i to: trenje klipa i cilindra, klipnjače i brtvenice, trenje u ležajima itd.

Mehanički stupanj djelovanja smanjuje korisnu snagu pumpe, a izračunava se prema izrazu:

$$\eta_m = \frac{Q_t \cdot \rho \cdot e_h}{P_s}, \tag{1.36}$$

$$\eta_m = 0{,}85 — 0{,}98.$$

$P_s$ — snaga na spojci pumpe.

*Korisna snaga pumpe* dana je izrazom:

$$P_k = Q \cdot \rho \cdot e_p \ [\mathrm{W}] \tag{1.37}$$

*Ukupni stupanj djelovanja* je odnos korisne snage pumpe ($P_k$) i utrošene snage pumpe na spojci pumpe.

Prema tome, ukupan je stupanj djelovanja:

$$\eta = \frac{P_k}{P_s} = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{P_s}. \tag{1.38}$$

Ako se izraz (1.38) proširi, dobiva se:

$$\eta = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{P_s} = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{P_s} \cdot \frac{Q_t}{Q_t} \cdot \frac{e_h}{e_h} = \frac{Q}{Q_t} \cdot \frac{e_p}{e_h} \cdot \frac{Q_t \cdot \rho \cdot e_h}{P_s}.$$



Prema izrazima (1.34), (1.35) i (1.36) slijedi:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m, \tag{1.39}$$

$$\eta = 0{,}70 — 0{,}90.$$

*Snagu na spojci pumpe* možemo izračunati iz izraza (1.38):

$$P_s = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_h}{\eta} \ [\mathrm{W}]. \tag{1.40}$$

Snagu pogonskog motora treba povećati za gubitke na transmisiji:

$$P_m = \frac{P_s}{\eta_{tr}} \ [\mathrm{W}], \tag{1.41}$$

$\eta_{tr}$ — stupanj djelovanja transmisije.

## 1.7. PRORAČUN GLAVNIH DIMENZIJA KLIPNE PUMPE

Osnovni parametri za proračun klipne pumpe jesu: količina dobave i stvarni rad pumpe.

a) Promjer cilindra

Volumen cilindra dobivamo iz jednadžbe dobave.

Za jednoradnu pumpu:

$$A \cdot s = \frac{Q}{n \cdot \eta_v} \ [\mathrm{m}^3], \tag{1.42}$$

a za dvoradnu pumpu:

$$A \cdot s = \frac{Q}{n \cdot \eta_v} \ [\mathrm{m}^3], \tag{1.43}$$

$A$ [ m² ] — površina poprečnog presjeka cilindra,
$s$ [ m ] — hod klipa,
$n$ [ m s$^{-1}$ ] — broj okreta ručice osnog koljena,
$\eta_v$ — volumetrijski stupanj djelovanja.

Broj okreta $n$ ovisi o veličini i vrsti pumpe, načinu pogona, vrsti tekućine itd. i normalno se kreće u granicama $n = 0{,}6 — 5$ [s$^{-1}$], a kod visokotlačnih pumpi (hidrauličke preše) $n$ = do 8 [s$^{-1}$].

Što je veći broj okreta, to je pumpa manja. Pumpe s velikim brojem okreta osjetljivije su (veće trošenje ventila, lošije funkcioniranje ventila i sl.).

S obzirom na broj okreta, pumpe su:

— sporohodne: $n = 0{,}5 - 1$ [$s^{-1}$]; ($s < 1{,}1\ D$),
— normalne : $n = 1 - 3$ [$s^{-1}$]; [$s < (0{,}6 - 0{,}4)\ D$],
— brzohodne : $n > 3$ [$s^{-1}$]; ($s < 0{,}4\ D$).

Pri odabiranju broja okreta potrebno je imati na umu da veći broj okreta uvjetuje veće ventile i veće inercijalne sile u klipnom mehanizmu. Zbog toga srednja brzina klipa ne smije prelaziti:

$$c_m = s \cdot n < 3 \ [\mathrm{m\,s^{-1}}].$$

Kada smo tako dobili volumen hoda klipa $A \cdot s$, odlučujemo se za omjer hoda klipa i promjera cilindra:

$$\frac{s}{D} = \Psi.$$

Uobičajene vrijednosti za $\Psi = 0{,}6 - 2{,}5$ (kod visokotlačnih pumpi je $\Psi \approx 6$, kod tlaka $6 \cdot 10^6$ [ Pa ] i malog broja okreta).

Izbor $\Psi$ ovisi o broju okreta i tlaka u cilindru. Za velike tlakove uzima se manji promjer cilindra, kako bi sila na klipu bila manja. Zato $\Psi$ mora biti veći. Kod nižih tlakova postupa se obrnuto. Vrijednosti za $\Psi$ dane su u tablici 1.3.

**Tablica 1.3.** Ovisnost omjera $\Psi = \frac{s}{D}$ o tlaku pumpe

| Tlak pumpe $p$ [Pa] | $0{,}4 \cdot 10^6$ | $10^6$ | $1{,}5 \cdot 10^6$ |
|---|---|---|---|
| $\Psi$ | 0,6 — 1,4 | 1,3 — 1,9 | 1,8 — 2,5 |

Najčešće se uzima granica:

$$s \cdot n^2 < 1{,}5 \ [\mathrm{m\,s^{-2}}].$$

Iz jednadžbi (1.42) i (1.43) dobivamo promjer cilindra:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4\,Q}{\Psi \cdot n \cdot \eta_v}} \ [\mathrm{m}] \quad \text{— za jednoradnu pumpu,} \tag{1.44}$$

$$D_t = \sqrt[3]{\frac{2\,Q}{\Psi \cdot n \cdot \eta_v}} \ [\mathrm{m}] \quad \text{— za dvoradnu pumpu.} \tag{1.45}$$

Iz teoretskog promjera cilindra $D_t$, odredit ćemo stvarni promjer $D$, ako klipnjača promjera $d_1$ prolazi samo kroz jedan poklopac cilindra:



$$D = \sqrt{D_t^2 + \frac{d_1^{\,2}}{2}} \ [\mathrm{m}], \tag{1.46}$$

a ako klipnjača promjera $d_1$ i $d_2$ prolazi kroz oba poklopca:

$$D = \sqrt{D_t^2 + \frac{d_1^2 + d_2^2}{2}} \ [\mathrm{m}]. \tag{1.47}$$

Hod klipa:

$$s = \Psi \cdot D \ [\mathrm{m}] \quad \text{— za jednoradnu pumpu,} \tag{1.48}$$

$$s = \Psi \cdot D_t \ [\mathrm{m}] \quad \text{— za dvoradnu pumpu.} \tag{1.49}$$

Približan promjer klipnjače:

$$d = 0{,}3\ D.$$

b) Promjeri cjevovoda:

— usisni cjevovod:

$$d_s = \sqrt{\frac{4\,Q_t}{c_s}} \ [\mathrm{m}], \tag{1.50}$$

— potisni cjevovod:

$$d_p = \sqrt{\frac{4\,Q_t}{c_p}} \ [\mathrm{m}]. \tag{1.51}$$

Preporučuju se ove brzine u vodovima:

— usisni vod:

$c_s = 0{,}75 - 2$ [$\mathrm{m\,s^{-1}}$] — za vodu,

$c_s = 0{,}6 - 0{,}75$ [$\mathrm{m\,s^{-1}}$] — za tekućine veće viskoznosti,

— potisni vod:

$c_p = 1{,}5 - 2{,}5$ [$\mathrm{m\,s^{-1}}$] — za vodu,

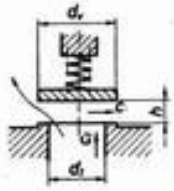
$c_p = 1 - 1{,}5$ [$\mathrm{m\,s^{-1}}$] — za tekućine veće viskoznosti.

c) Ventil

Proračun ventila svodi se na proračun prolaznog presjeka, opruge i proračun tijela ventila s obzirom na čvrstoću.

*Prolazni presjek ventila* površina je kroz koju struji tekućina kada je ventil otvoren. Za ventil na slici 1.15 površina je prolaznog presjeka:

$$A_v = \pi \cdot h \cdot d_v \ [\mathrm{m^2}]. \tag{1.52}$$



**Sl 1.15. Usisni ventil klipne pumpe**

jednadžbi kontinuiteta, količina koja protječe kroz ventil mora biti jednaka dobave pumpe, tj.

$$Q_t = \alpha \cdot A_v \cdot c = A \cdot c_{s\,maks} \tag{1.53}$$

$\alpha$ — koeficijent kontrakcije (suženja) mlaza tekućine,
$\alpha = 0{,}7 - 0{,}8$ — za ravno sjedište ventila,
$\alpha = 0{,}8 - 0{,}9$ — za konično sjedište ventila,
$A_v$ [ $m^2$ ] — površina prolaznog presjeka ventila,
$c$ [ $m\,s^{-1}$ ] — brzina strujanja kroz prolazni presjek,

$c = 1 - 2$ [ $m\,s^{-1}$ ] — za manje visine dizanja,
$c = 2 - 3$ [ $m\,s^{-1}$ ] — za srednje visine dizanja,
$c = 3 - 5$ [ $m\,s^{-1}$ ] — za velike visine dizanja,

$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$ [$m^2$] — površina čela klipa,

$c_{s\,maks} = r \cdot \omega = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n$ [ $m\,s^{-1}$ ] — za maksimalnu brzinu klipa,

$r$ [ m ] — polumjer ručice osnog koljena,
$n$ [ $s^{-1}$ ] — broj okreta osnog koljena.

Za maksimalno otvoren ventil bit će:

$$\alpha \cdot \pi \cdot d_v \cdot c \cdot h_{maks} = Q_t,$$

$$d_v = \frac{Q_t}{\alpha \cdot c \cdot h_{maks} \cdot \pi} \text{ [m]}. \tag{1.54}$$

Protok kroz ventil jednak je protoku kroz prolazni presjek:

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot c_1 = \alpha \cdot d_v \cdot \pi \cdot h_{maks} \cdot c. \tag{1.55}$$

Promjeri $d_v$ i $d_1$ približno su jednaki, a prema tome približno su jednake i brzine strujanja tekućine ($c_1 = c$).

Imajući na umu ove pretpostavke, i uvrštavajući ih u izraz (1.55) slijedi:

$$h_{maks} = \frac{d_v}{4 \cdot \alpha}. \tag{1.56}$$

Ako izraz (1.56) uvrstimo u izraz (1.54), dobivamo:

$$d_v = \frac{Q_t}{\alpha \cdot c \cdot \frac{d_v}{4 \cdot \alpha} \cdot \pi},$$

$$d_v = 2\sqrt{\frac{Q_t}{c \cdot \pi}} \text{ [m]}. \tag{1.57}$$



Maksimalna visina podizanja ventila može se približno odrediti prema relaciji:

$$h_{maks} = \frac{7}{n} \text{ do } \frac{10}{n} \text{ [mm]}, \tag{1.58}$$

$n$ [ $s^{-1}$ ] — broj okreta osnog koljena.

*Opruga ventila*

Sila kojom opruga djeluje na ventil mora biti jednaka sili kojom mlaz tekućine djeluje na tanjur otvorenog ventila, umanjenoj za veličinu sile težine ventila:

$$F = k \cdot \varrho \cdot c^2 \cdot A_1 - m \cdot g \text{ [N]}, \tag{1.59}$$

$k$ — koeficijent ovisan o kontrakciji mlaza tekućine
($k = 0{,}7$ do 2), manje vrijednosti uzimaju se za manje hodove klipa
$c$ [ $m\,s^{-1}$ ] — brzina strujanja tekućine kroz ventil,
$A_1$ [ $m^2$ ] — površina presjeka otvora ventila,
$\varrho$ [ $kg\,m^{-3}$ ] — gustoća tekućine,
$m$ [ kg ] — masa ventilske pločice,
$g$ [ $m\,s^{-2}$ ] — gravitacija.

Sila kojom opruga djeluje na zatvoreni ventil:

$$F_0 = (0{,}5 - 0{,}66) \cdot F \text{ [N]}. \tag{1.60}$$

Na osnovi poznatih veličina sila, daljni je tok proračuna sličan kao i za svaku drugu oprugu.

*Proračun čvrstoće ventila* izvodi se prema standardnim postupcima proračuna čvrstoće. Valja pripaziti na površinsku tvrdoću sjedišta ventila koje, kao ni tijelo ventila, ne smije biti podložno deformacijama i trošenju.

d) *Brtvenica*

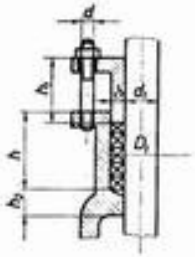
Dimenzije brtvenice (sl. 1.16) određuju se prema formulama:

$$\delta = (2 - 2{,}5) \cdot \sqrt{d_1} \text{ [m]}, \tag{1.61}$$

$$h = (4 - 8) \cdot \delta \text{ [m]},$$

$$h_1 \approx h,$$

$$h_2 = \frac{1}{4} h \text{ do } h.$$



**Sl. 1.16. Brtvenica za klipnjaču i cilindar jednoradne klipne pumpe**

Broj vijaka određuje se iz odnosa:

$$z = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sigma_{vd} = \nu \cdot \frac{D_1 - d_1^2}{4} \cdot \pi \cdot p, \tag{1.62}$$

$\nu = 2 - 3$ — koeficijent sigurnosti,
$p$ [ Pa ] — tlak tekućine,
$\sigma_{vd}$ [ Pa ] — dopušteno naprezanje na vlak materijala vijka.

Debljina stijenke kućišta ovisi o vrsti materijala:

— za SL $\delta = 8$ mm ili $\delta = \frac{d_1}{50} + 6$ [mm],

— za ČL $\delta = 8 - 12$ mm ili $\delta = \frac{d_1}{50} + (6 \text{ do } 10)$ [mm].

Dimenzija ostalih elemenata pumpe određuje se tako da zadovolje uvjete čvrstoće i zamjene.

## 1.8. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE I OSNOVNE KARAKTERISTIKE GLAVNIH DIJELOVA PUMPE

Elementi iz kojih se sastoji svaka klipna pumpa:

— kućište sa cilindrom,
— klip,
— ventili,
— brtvenice.

Svaka klipna pumpa ima svoje posebnosti u izvedbi elemenata iz kojih se sastoji, a često se puta klipne pumpe razlikuju međusobno i po ugradnji elemenata koji nisu zajednički svim pumpama (npr. usisna i potisna zračna komora).

### a) *Kućište pumpe*

Kućište pumpe je element u kojem su smješteni cilindar, ventili i priključci za usisni i potisni vod.

Pumpa može ovisno o konstrukcijskoj izvedbi imati jedan cilindar ili više njih u istom kućištu, ili svaki cilindar u posebnom kućištu.

Materijal za izradu kućišta cilindra je sivi lijev (SL), za više tlakove crveni lijev (ČL). Ako je pumpa namijenjena transportu agresivnih tekućina (morske vode, kiseline i sl.), kućište se izvodi iz legura, npr. bronce ili nerđajućeg čelika. U cilindar se postavlja košuljica koja se može premjestiti kad se istroši.

Kućište i cilindar moraju biti tako konstruktivno izvedeni da tekućina na svom putu od ulaza do izlaza u tlačni vod struji najkraćim putem uz najmanje hidrauličke otpore. Pri konstrukciji kućišta naročito treba paziti da se onemogući stvaranje zračnih jastuka u cilindru.

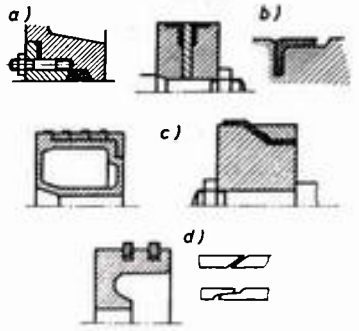
### b) *Klipovi pumpe*

Klipovi pumpe, prema promjeru, mogu biti tanjurasti ili dugački. Na slici 1.17 prikazano je nekoliko tanjurastih klipova. Potrebno je izvršiti brtvljenje klipa i cilindra da bi se spriječio prolazak tekućine s jedne na drugu stranu klipa, a time se i smanjili protočni gubici.

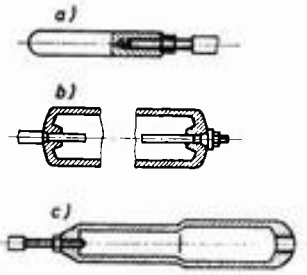
Materijali za brtvljenje između klipa i cilindra jesu: konoplja, koža, drvo, metali idr. Na slici 1.17.*a* prikazan je klip s brtvilom od konoplje u obliku pletenice,



a na slici 1.17.*b* i 1.17*c* brtvilo u obliku kožnog prstena. Klip na slici 1.17.*b* služi za dvoradnu, a klip na slici 1.17.*c* za jednoradnu pumpu. Na slici 1.17.*d* prikazan je klip s metalnim, elastičnim prstenovima.




**Sl 1.17. Tanjurasti klipovi**
a — s brtvilom od konoplje; b, c — s kožnim brtvilom; d — s metalnim brtvenim prstenovima




**Sl. 1.18. Dugački klipovi**
a — za visokotlačne pumpe; b — za dvoradne pumpe; c — za diferencijalne pumpe

Slika 1.18. prikazuje nekoliko dugačkih klipova. Ova vrsta klipova upotrebljava se za pumpe visokog tlaka, a stapovi se primjenjuju kod niskotlačnih klipnih pumpi. Klip na slici 1.18.*a* upotrebljava se za jednoradne pumpe, visoke tlakove i promjere do $D = 100$ mm, a izrađuju se iz jednog komada. Klip na slici 1.18.*b* primjenjuje se kod dvoradne pumpe, a klip na slici 1.18*c* kod diferencijalnih pumpi.

Stapovi se izrađuju od SL, a za visoke tlakove od čelika. Za agresivne tekućine klipovi se izrađuju od posebnih materijala otpornih na kemijsko djelovanje takvih tekućina ili se presvlače bakrenim ili brončanim *zaštitnim slojem.*

### c) *Ventili*

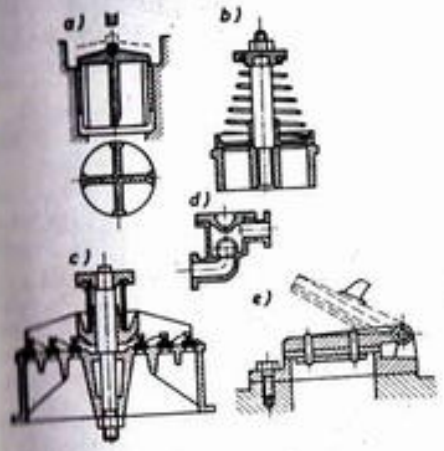
Ventili su tako izvedeni da propuštaju tekućinu samo u jednom smjeru u procesu usisavanja ili tlačenja (potiskivanja) tekućine. Pri protjecanju tekućine u suprotnom smjeru ventil se zatvara silom vlastite težine. Ako je ventil opružni, onda i pod djelovanjem hidrodinamičke sile i sile opruge ventila. Ispravan rad ventila osnovni je preduvjet za dobar rad pumpe.

Ventil mora zadovoljiti ove uvjete;

— malu težinu,
— male otpore strujanju tekućine,
— miran hod,
— dobro nalijeganje na sjedište,
— spriječiti jače savijanje ventilskog sjedišta zbog tlaka tekućine koje može biti štetno za brtvljenje.

Na slici 1.19. prikazani su najčešći oblici ventila koji se upotrebljavaju kod klipnih pumpi. Materijal za izradu ventila je crveni lijev, bronca i sivi lijev. Zbog uštede materijala, ventili velikih dimenzija grade se tako da je noseći dio ventil-

sko sjedišta izrađen od sivog lijeva, a za neposredno nalijeganje tanjura ventila služe sjedišta u obliku prstena od bronce, umetnuta u noseći dio. Ako pumpe rade s tekućinama koje sadrže mehaničke primjese, *prstenasto sjedište* ventila izrađuje se od nekog elastičnog materijala (gume, kože, drva i sl.). Osim usisnih i potisnih ventila, na pumpama se ugrađuju posebni sigurnosni ventili koji osiguravaju pumpu ako je zaporni element (zasun, ventil) na potisnom vodu zatvoren, što bi moglo deformirati pa i slomiti kućište pumpe, cjevovoda ili neki drugi element pumpe.



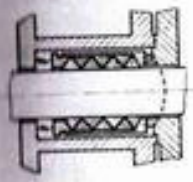

**Sl. 1.19. Ventili**
*a* — tanjurasti ventil s vođicama; *b* — tanjurasti opružni ventil; *c* — prstenasti ventil; *d* — ventil s kuglicom; *e* — preklopni ventil

d) ***Brtvenice***

Brtvenice služe za sprečavanje gubitaka tekućine na mjestima prolaza klipnjače, klipa, odnosno cilindra kroz kućište za vrijeme potisnog hoda i ulazak zraka u pumpu za vrijeme usisavanja.

Primjenjuju se tri osnovne vrste brtvenica:

— brtvenice *s mekanim brtvilom* (koža, azbest, pamuk — pamučne pletenice su namazane lojem ili grafitom),
— *s metalnim brtvilom* (najčešće elastični prstenovi),
— *kombinirane brtvenice.*



**Sl. 1.20. Brtvenica s ugljenim prstenovima i oprugom**

Izbor brtvenica ovisi o vrsti i temperaturi transportirane tekućine i o tlaku pumpe. Sve se više primjenjuju mehaničke brtvenice s oprugom i ugljenim ili plastičnim prstenovima (sl. 1.20) koji su naročito pogodni za velike brzine.



e) *Usisni koš*

Usisni koš sprečava unošenje mehaničkih primjesa s tekućinom u pumpu. Smješten je u donjem spremniku na početku usisne cijevi. Da bi se smanjili otpori, usisni koš se izvodi na dnu, proširen i probušen, s velikim brojem rupa. Sveukupni presjek svih rupa treba biti tri do četiri puta veći od presjeka usisne cijevi, i to zbog manjeg otpora, a i zbog mogućnosti daljnjeg rada pumpe ako se začepi stanovit broj rupa. Otvori su najčešće sa strane, kako se pri usisavanju ne bi uzvitlalo blato ili pijesak na dnu bunara.

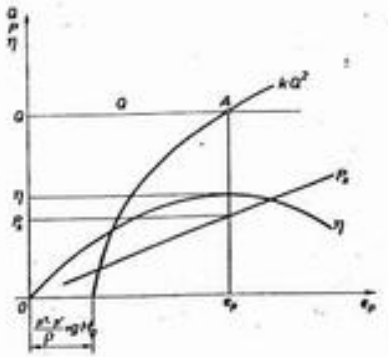
Ako je usisni koš opskrbljen nožnim ventilom, stupac tekućine u usisnoj cijevi ne može isteći dok pumpa ne radi. Čim se pumpa opet stavi u pogon, usisavanje se vrši punim kapacitetom. Usisni koš se izrađuje od sivog lijeva ili u kombinaciji s rupičastim limom ili žičanom mrežom.

## 1.9. KLIPNE PUMPE U RADU

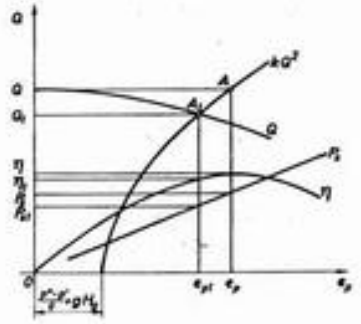
a) Karakteristike klipnih pumpi

Za ocjenu rada klipnih pumpi uzima se niz karakteristika dobivenih ispitivanjem i one su dokument pumpe.

Karakteristike pumpe pokazuju se grafički na dijagramu. Na ordinatu dijagrama nanose se dobava, snaga i stupanj djelovanja pumpe, a na apscisu stvarna specifična energija pumpe i karakteristika cjevovoda (sl. 1.21). Točka $A$ dobivena presjecištem pravca dobave ($Q$) i karakteristike cjevovoda ($k \cdot Q^2$) zove se *radna točka pumpe.*



**Sl. 1.21. Teoretska karakteristika jednoradne klipne pumpe i cjevovoda**



**Sl. 1.22. Stvarne karakteristike jednoradne klipne pumpe i cjevovoda**

Stvarna je dobava kod viših tlakova manja za veličinu volumetrijskih gubitaka. Dijagram na slici 1.22. prikazuje stvarne karakteristike klipne pumpe u radu priključene na cjevovod. Točka $A_1$ predstavlja radnu točku pumpe.

b) Puštanje u pogon i regulacija klipnih pumpi

Klipne pumpe su samousisne pumpe i mogu se pustiti u pogon s praznim usisnim i tlačnim vodom. Puštanje u pogon s praznim cjevovodima izbjegava se zbog štetnog utjecaja na ventile i na brtvila. Pri puštanju u rad pumpi s punim usisnim i tlačnim vodom preopteretio bi se pogonski stroj i možda bi se oštetili pojedini dijelovi pumpe. Zbog toga se klipne pumpe puštaju u rad tako da se samo usisni vod napuni tekućinom, dok je tlačni vod prazan. U slučaju da su cjevovodi stalno napunjeni tekućinom, pumpa mora imati uređaj za rad »sama za sebe« da se ne bi preopteretila pri puštanju u pogon. Ventil na uređaju za rad pumpe »same za sebe« postupno se zatvara, dok se ne ustali režim strujanja tekućine u cjevovodima.

Pri puštanju u rad, pošto motor i pumpa postignu određeni broj okreta, regulira se opterećenje motora.

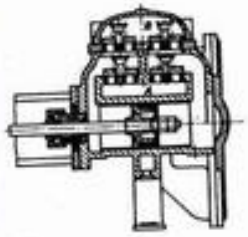
Dobava se regulira promjenom broja okreta motora. Ta promjena broja okreta relativno je jednostavna kod pumpi s parnim pogonom i pogonom na motore s unutrašnjim izgaranjem, ali je mnogo složenija kod pumpi s pogonom na elektromotor, koji za promjenu broja okreta mora imati poseban uređaj.

Ponekad se dobava regulira i promjenom dužine hoda klipa pumpe. To se izvodi posebnim sistemom poluga. Regulacija dobave može se ostvariti i prigušivanjem pomoću zasuna u potisnom vodu. To nije ekonomično, jer se dio energije »troši« na svladavanje dopunskih, povećanih hidrauličkih otpora trenja. Pa ipak, zbog jednostavnosti, to se često upotrebljava.

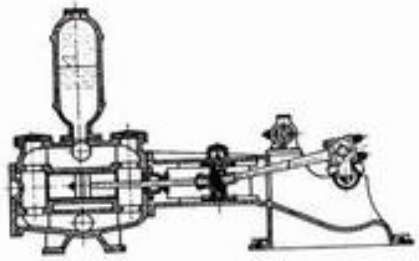
## 1.10. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE I PRIMJENE KLIPNIH PUMPI

Konstrukcija klipne pumpe prilagođena je namjeni i eksploatacijskim uvjetima, pa se u praksi susreću najrazličitija rješenja.

Najčešći oblik dvoradne klipne pumpe prikazan je na slici 1.23. Pumpa može imati pogon na elektromotor, na neki drugi rotacijski pogonski stroj ili na parni stroj.



Sl. 1.23. Presjek kroz dvoradnu klipnu pumpu



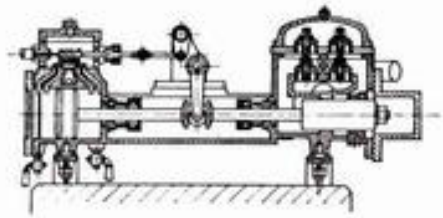
Sl. 1.24. Prijenosni mehanizam s križnom glavom kod dvoradne klipne pumpe

Pumpa pomoću klipa crpi tekućinu iz usisnog sustava ($A$) preko usisnih ventila i potiskuje je u potisni vod kroz otvore potisnih ventila.

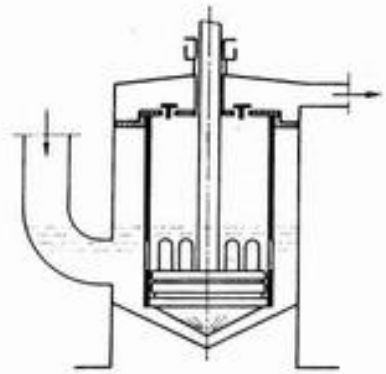


Slika 1.24. prikazuje prijenosni mehanizam s križnom glavom. Pumpa ima pogon na rotacijski stroj (elektromotor, motor s unutrašnjim izgaranjem i dr.).

Kao pogonski stroj može se koristiti parni stroj, a konstrukcijska izvedba je takva da i pumpa i parni stapni stroj rade kao blok (sl. 1.25). U presjeku je prikazan i razvodnik pare kojeg pokreće polužni sustav, a pogon dobiva s klipnjače.



Sl. 1.25. Parna klipna pumpa



Sl. 1.26. Klipna pumpa za kondenzat tipa Edwards

Na slici 1.26. prikazana je pumpa za kondenzat tipa EDWARDS. Ova pumpa nema usisnih ventila, već samo potisne (tlačne) ventile. Da bi kondenzator pritjecao u pumpu, pumpa mora biti smještena ispod najniže točke kondenzatora. Donji dio klipa je koničan da bi postupno uranjao u kondenzat, istisnuo ga iz uskog međuprostora i podigao u kućištu pumpe tako visoko da kroz raspore uđe u cilindar iza klipa (s gornje strane klipa). U hodu klipa prema gore, klip tlači kondenzat i zrak koji se nalazi iznad tekućine (kondenzata) kroz tlačne ventile u prostor gdje vlada atmosferski tlak.

Riješeni zadaci iz proračuna klipnih pumpi

1. Promjer klipa dvoradne pumpe $D = 0{,}2$ m, promjer klipnjače $d = 0{,}05$ m, hod klipa $s = 0{,}28$ m, broj okreta koljenastog vratila $n = 2{,}5\ \mathrm{s}^{-1}$. Volumetrijski stupanj djelovanja pumpe $\eta_v = 0{,}89$. Pumpa prenosi vodu na visinu $Hg = 70$ m. Dužina cjevovoda (usisnog i tlačnog) $L = 100$ m. Brzine strujanja u usisnom i potisnom vodu su jednake, $c_s = c_p = 1{,}5\ \mathrm{m\,s}^{-1}$. Koeficijent otpora trenja $\lambda = 0{,}02$.

Lokalni gubici energije u cjevovodu $e_{gc} = 70\ \mathrm{J\,kg}^{-1}$. Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}74$, a stupanj iskorištenosti prijenosa $\eta_{tr} = 0{,}97$.

Proračunajte:

— teoretsku dobavu ($Q_t$),
— stvarnu dobavu ($Q$),
— promjer cjevovoda ($d_c$),
— snagu pumpe na spojci ($P_s$),
— snagu pogonskog motora ($P_m$).

*Rješenje*:

Teoretska dobava:

$$Q_t = (2A_1 - A_2) \cdot s \cdot n = \left(2\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right) s \cdot n \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}],$$

$$Q_t = \left(2 \cdot \frac{0{,}2^2 \cdot \pi}{4} - \frac{0{,}05^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot 0{,}28 \cdot 2{,}5 = 0{,}042\,86 \ \mathrm{m^3\,s^{-1}},$$

Stvarna dobava:

$$Q = \eta_v \cdot Q_t \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}]$$

$$Q = 0{,}89 \cdot 0{,}042\,86 = 0{,}038\,145 \ \mathrm{m^3\,s^{-1}},$$

Promjer cjevovoda:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c}} \ [\mathrm{m}],$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}038\,145}{\pi \cdot 1{,}5}} = 0{,}18 \ \mathrm{m}$$

Snaga na spojci pumpe:

$$P_s = \frac{\rho \cdot Q \cdot e_p}{\eta} \ [\mathrm{W}].$$

Stvarni rad pumpe:

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{L}{d_c} \cdot \frac{c^2}{2} + e_{gc} \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$e_p = 9{,}81 \cdot 70 + 0{,}02 \cdot \frac{100}{0{,}18} \cdot \frac{1{,}5^2}{2} + 70 = 769{,}2 \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$P_s = \frac{1\,000 \cdot 0{,}038\,145 \cdot 769{,}2}{0{,}74} = 39\,650 \ [\mathrm{W}].$$

Snaga motora:

$$P_m = \frac{P_s}{\eta_{tr}} \ [\mathrm{W}],$$

$$P_m = \frac{39\,650}{0{,}97} = 40\,876{,}5 \ \mathrm{W}.$$



2. Jednoradna klipna pumpa crpi vodu iz spremnika iznad čije slobodne površine vlada tlak $p' = 10^5$ Pa i potiskuje je u spremnik u kojem vlada tlak $p'' = 12 \cdot 10^5$ Pa (sl. 1.27). Ostali podaci:

Snaga na spojci pumpe $P_s = 60\,000$ W.
Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}70$.
Koeficijent otpora trenja $\lambda = 0{,}021$.
Dužina usisnog i potisnog cjevovoda $L = 140$ m.
Brzine strujanja tekućine u usisnom i potisnom cjevovodu su jednake: $c = c_s = c_p = 1\ \mathrm{m\,s^{-1}}$.

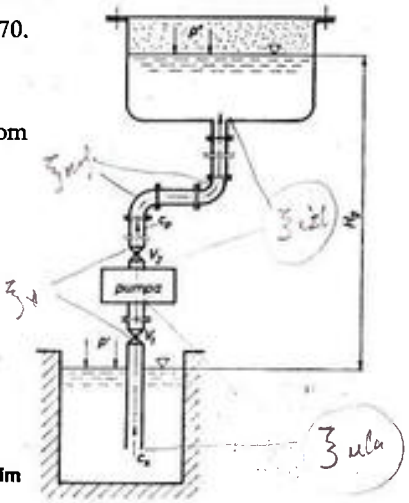
Dobava pumpe $Q = 0{,}02\ \mathrm{m^3\,s^{-1}}$.

Koeficijenti lokalnih otpora iznose:

$\xi_{ut} = 0{,}5$, $\xi_{kolj} = 0{,}95$,

$\xi_{iz} = 0{,}5$, $\xi_{ven} = 4$.

Odredite najveću geodetsku visinu podizanja ($Hg$).




**Sl. 1.27. Shema pumpnog postrojenja s gornjim spremnikom pod predtlakom**

*Rješenje*:

Geodetsku visinu podizanja određujemo iz izraza za stvarni rad pumpe:

$$e_p = \frac{p'' - p'}{\rho} + g \cdot Hg + e_{gc},$$

$$Hg = \frac{e_p}{g} - \frac{p'' - p'}{g \cdot \rho} - \frac{e_{gc}}{g}.$$

Stvarni rad pumpe određujemo iz izraza za snagu na spojci:

$$e_p = \frac{P_s \cdot \eta}{\rho \cdot Q} \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$e_p = \frac{60\,000 \cdot 0{,}70}{1\,000 \cdot 0{,}02} = 2\,100 \ \mathrm{J\,kg^{-1}}.$$

Promjer cjevovoda određujemo iz jednadžbe protoka:

$$d_c = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi \cdot c}} \ [\mathrm{m}],$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}02}{\pi \cdot 1}} = 0{,}16 \ \mathrm{m}.$$

Ukupni hidraulički gubici:

$$e_{gc} = \frac{c^2}{2}\left(\lambda \cdot \frac{L}{d_c} + 2\,\xi_{ul} + 2\,\xi_{Iz} + 2\,\xi_{kolj} + 2\,\xi_{von}\right),$$

$$e_{gc} = \frac{1}{2} \cdot \left(0{,}021 \cdot \frac{140}{0{,}16} + 2 \cdot \underline{0{,}5} + 2 \cdot \underline{0{,}5} + 2 \cdot 0{,}95 + 2 \cdot 4\right),$$

$$e_{gc} = 15{,}14\ J\,kg^{-1}.$$

Geodetska visina bit će:

$$Hg = \frac{2\,100}{9{,}81} - \frac{12 \cdot 10^5 - 10^5}{9{,}81 \cdot 1\,000} - \frac{15{,}14}{9{,}81},$$

$$Hg = 100{,}4\ \text{m}.$$

3. Dobava jednoradne klipne pumpe je $Q = 0{,}02\ m^3\,s^{-1}$ vode gustoće $\varrho = 1\,000\ kg\,m^{-3}$ i ima stvarnu specifičnu energiju $e_p = 1\,000\ J\,kg^{-1}$.

Broj okreta osnog koljena $n = 2{,}5\ s^{-1}$, a volumetrijski stupanj djelovanja $\eta_v = 0{,}98$.

Proračunajte:

— promjer klipa ($D$),
— promjer klipnjače ($d$),
— dužinu hoda klipa ($s$),
— maksimalni i minimalni volumen usisne i potisne zračne komore.

*Rješenje:*

Promjer klipa:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4\,Q}{\Psi \cdot n \cdot \pi \cdot \eta_v}}\ [\text{m}].$$

Za stvarnu specifičnu energiju pumpe $e_p = 1000\ J\,kg^{-1}$ uzimamo $\Psi = 1{,}5$, pa je promjer klipa

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}02}{1{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}98}} = 0{,}19\ \text{m}.$$

Promjer klipnjače:

$$s = 0{,}3\,D\ [\text{m}];\ d = 0{,}3 \cdot 0{,}19 = 0{,}057\ \text{m} \approx 60\ \text{mm}.$$

Dužina hoda klipa:

$$s = \Psi \cdot D\ [\text{m}];\ s = 1{,}5 \cdot 0{,}19 = 0{,}285\ \text{m} = 285\ \text{mm}$$



*Dimenzioniranje zračnih komora*

a) Usisne zračne komore

Iz odnosa $\frac{\Delta V}{A \cdot s} = 0{,}55$ (za jednoradnu klipnu pumpu) izračunavamo $\Delta V$:

$$\Delta V = 0{,}55 \cdot A \cdot s = 0{,}55 \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot s\ [\text{m}^3],$$

$$\Delta V = 0{,}55 \cdot \frac{0{,}19^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0{,}285 = 0{,}0044\ \text{m}^3.$$

Stupanj nejednolikosti iznosi $\delta_s = 0{,}05 - 0{,}10$, pa usvajamo $\delta_s = 0{,}08$.

— maksimalni volumen komore:

$$V_{maks} = \Delta V \cdot \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right)\ [\text{m}^3],$$

$$V_{maks} = 0{,}0044 \cdot \left(0{,}5 + \frac{1}{0{,}08}\right) = 0{,}0572\ \text{m}^3.$$

— minimalni volumen komore:

$$V_{min} = V_{maks} - \Delta V = 0{,}057\,2 - 0{,}004\,4 = 0{,}0528\ \text{m}^3.$$

b) Tlačna zračna komora

Stupanj nejednolikosti iznosi $\delta_s = 0{,}02 - 0{,}05$, pa usvajamo $\delta_s = 0{,}04$.

— maksimalni volumen komore:

$$V_{maks} = \Delta V \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right)\ [\text{m}^3],$$

$$V_{maks} = 0{,}004\,4 \left(0{,}5 + \frac{1}{0{,}04}\right) = 0{,}112\,2\ \text{m}^3,$$

— minimalni volumen:

$$V_{min} = V_{maks} - \Delta V = 0{,}112\,2 - 0{,}004\,4 = 0{,}107\,8\ \text{m}^3.$$

## ZADACI ZA VJEŽBU

1. Jednoradna klipna pumpa dobavlja $Q = 0{,}03\ m^3 s^{-1}$ vode. Promjer cilindra $D = 0{,}2$ m, hod klipa $s = 0{,}3$ m, broj okreta ručice osnog koljena $n = 2{,}5\ s^{-1}$. Izračunajte dobavu pumpe $Q$, i volumetrijski stupanj djelovanja $\eta_v$. ($Q = 0{,}0368\ m^3 s^{-1}$, $\eta_v = 0{,}82$)

2. Diferencijalna klipna pumpa ima promjer cilindra $D = 0{,}34$ m, promjer klipnjače $d = 0{,}24$ m, hod klipa $s = 0{,}48$ m i broj okreta ručice osnog koljena $n = 1 s^{-1}$. Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}85$. Izračunajte usisnu količinu tekućine $Q_1$ i potisnu količinu tekućine $Q_2$. ($Q_1 = 0{,}037\ m^3 s^{-1}$, $Q_2 = 0{,}0186\ m^3 s^{-1}$).

3. Jednoradna trocilindrična klipna pumpa ima tlak potiskivanja $p = 8 \cdot 10^5$ Pa. Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}85$, volumetrijski stupanj djelovanja $\eta_v = 0{,}90$ i stupanj iskoristivosti prijenosa $\eta_u = 0{,}97$. Promjer cilindra $D = 0{,}12$ m, hod klipa $s = 0{,}16$ [ m ] i broj okreta ručice osnog koljena $n = 1{,}5\ s^{-1}$. Odredite dobavu pumpe $Q$ i snagu pogonskog motora $P_m$. ($Q = 6{,}6673\ m^3 s^{-1}$, $P_m = 7634$ W)

### Pitanja za provjeru znanja

1. Kako se dijele strojevi s obzirom na pretvaranje energije?
2. Koji se strojevi ubrajaju u hidrauličke strojeve?
3. Što je pumpa i kakva se transformacija energije događa u pumpi?
4. Koje su sličnosti, a koje razlike između dvoradne i diferencijalne pumpe?
5. Kako se izračunava dobava jednoradne i diferencijalne pumpe?
6. Čemu služe zračne komore?
7. Što je stvarna specifična energija pumpe?
8. Kako se izračunavaju hidraulički gubici pumpe?
9. Koji gubici čine unutrašnje gubitke pumpe?
10. Kojim se stupnjem djelovanja obuhvaćaju unutrašnji gubici?
11. Navedite uzroke protočnih (volumetrijskih) gubitaka.
12. Kakva je razlika između teoretske i stvarne dobave pumpe?
13. Kako se određuje snaga na spojci pumpe?
14. Koji je stupanj djelovanja mjerodavan za ocjenu rada pumpe?
15. Nacrtajte na dijagramu karakteristike klipne pumpe.

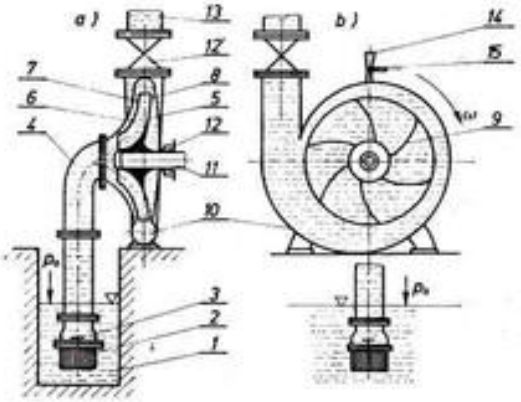


# 2. TURBOPUMPE

## 2.1. CENTRIFUGALNE PUMPE

### 2.1.1. Sastavni dijelovi, načelo rada i podjela

Na slici 2.1. prikazana je shema centrifugalne pumpe s dijelovima. Rad centrifugalne pumpe u toku transformacije energije bitno se razlikuje od rada klipne pumpe. Rotor (6), gonjen pogonskim motorom, prenosi lopaticama (9) tekućinu koja je dospjela iz spremnika (1), preko usisnog koša (2), usisnog ventila (3) i usisnog voda (4), i zbog djelovanja centrifugalne sile potiskuje je prema periferiji rotora.




**Sl. 2.1. Shema postrojenja centrifugalne pumpe**
*a* — uzdužni presjek; *b* — poprečni presjek; 1 — donji spremnik; 2 — usisni koš; 3 — ventil; 4 — usisni vod; 5 — kućište; 6 — rotor; 7, 8 — prednji i zadnji disk; 9 — radne lopatice; 10 — spiralno kućište; 11 — vratilo; 12 — brtvenica; 12' — povratni ventil; 13 — potisni (tlačni) vod; 14 — lijevak za punjenje kućišta i usisnog voda tekućinom; 15 — ručica pipca

Tekućina se usisava do ulaznog presjeka rotora zbog razlike tlaka $p_0$ iznad slobodne površine tekućine i $p_1$ na ulaznom presjeku rotora, tj. $p = p_0 - p_1$.

Razlika tlakova ostvaruje se rotacijom rotora, pri čemu se stvara podtlak. Kao i kod klipnih pumpi, dio te razlike utroši se za svladavanje usputnih i lokalnih hidrauličkih gubitaka. Specifična energija tekućine se povećava pri strujanju tekućine kroz međulopatične kanale koje čine dvije susjedne lopatice, prednji disk (7) i stražnji disk (8). U tome i jest razlika u toku transformacije energije između klipnih i centrifugalnih pumpi.

Druga je razlika između klipnih i centrifugalnih pumpi kontinuirano usisavanje i potiskivanje tekućine, odnosno kontinuirana dobava.

Proces transformacije energije nije završen u rotoru. Pošto je napustila rotor, tekućina se kreće sprovodnim kolom koje je za pumpu (sl. 2.1) izrađeno u obliku spiralnog kućišta (10).

Radno kolo (rotor) i sprovodno kolo čine stupanj centrifugalne pumpe. Kako je namjena pumpe da poveća tlačnu energiju tekućine, to će se u sprovodnom kolu dio kinetičke energije trasformirati u tlačnu, pa će time radni ciklus stupnja pumpe biti završen. Uobičajene maksimalne vrijednosti stvarne specifične energije po jednom stupnju pumpe jesu:

— $e_p$ = do 1 000 J kg$^{-1}$ — za brončani rotor,

— $e_p$ = do 6 000 J kg$^{-1}$ — za čelični rotor, a da pri tome ne nastanu prevelika naprezanja u rotoru zbog velike centrifugalne sile.

Ako se tekućina transportira na veće visine, primjenjuju se višestepene centrifugalne pumpe.

Centrifugalne pumpe dijele se:

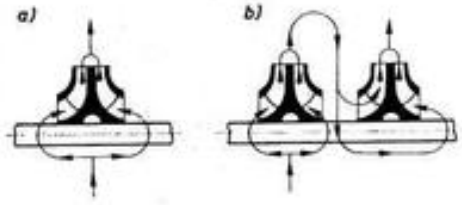
a) *prema tlaku*:

1. pumpe niskog tlaka ($p < 5 \cdot 10^5$ Pa),
2. pumpe srednjeg tlaka ($5 \cdot 10^5$ Pa $< p < 50 \cdot 10^5$ Pa),
3. pumpe visokog tlaka ($p > 50 \cdot 10^5$ Pa).

b) *prema broju stupnjeva*:

1. jednostepene pumpe (sl. 2.1),
2. višestepene pumpe (sl. 2.2).

Sl. 2.2. Višestepena centrifugalna pumpa




Sl. 2.3. Dvostrujna i višestrujna centrifugalna pumpa

c) *prema dostrujavanju tekućine*:

1. jednostrujne pumpe (sl. 2.1),
2. dvostrujne pumpe (sl. 2.3.*a*),
3. višestrujne pumpe (sl. 2.3.*b*).



d) *prema položaju vratila*:

1. horizontalne centrifugalne pumpe,
2. vertikalne centrifugalne pumpe.

e) *prema količini dobave*:

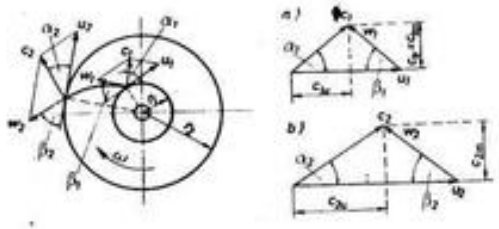
1. pumpe male dobave ($Q < 0{,}005$ m$^3$ s$^{-1}$),
2. pumpe srednje dobave (0,005 m$^3$ s$^{-1}$ $< Q <$ 0,015 m$^3$ s$^{-1}$),
3. pumpe velike dobave ($Q > 0{,}015$ m$^3$ s$^{-1}$).

Podjela se može izvršiti i prema vrsti radne tekućine, prema pogonskom stroju itd.

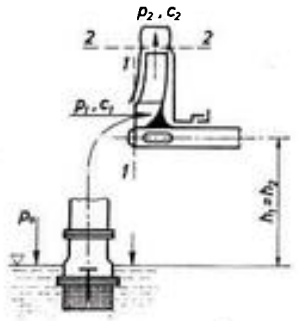
### 2.1.2. Stvarna specifična energija centrifugalne pumpe

Tekućina struji po radnoj lopatici od ulaza u rotor do izlaza i svaka čestica uzduž radne lopatice ima neku relativnu brzinu $\omega$. Budući da su lopatice sastavni dio rotora, a rotor se okreće kutnom brzinom $\omega$, na svakom polumjeru $r$ rotora postoji obodna brzina $u = r \cdot \omega$.

Nađe li se čestica tekućine na nekom mjestu na rotoru polumjera $r$ i ona će se kretati istom obodnom brzinom $u$. Rezultirajuća brzina između ove dvije brzine je apsolutna brzina strujanja tekućine $c$.




Sl. 2.4. Dijagrami brzina na rotoru centrifugalne pumpe
*a* — ulazni trokut brzina; *b* — izlazni trokut brzina; $\alpha_1$ — ulazni kut tekućine u rotor; $\beta_1$ — kut lopatice u ulazu; $\alpha_2$izlazni kut tekućine iz rotora; $\beta_2$ — kut lopatice na izlazu; $c_{1u}$, $c_{2u}$ — projekcije apsolutnih brzina na pravac obodnih brzina; $c_{1m}$, $c_{2m}$ — meridijalne brzine




Sl. 2.5. Tlak i brzina tekućine ia ulazu I izlazu iz rotora pumpe

Na slici 2.4. prikazani su dijagrami brzina čestice tekućine na ulazu i izlazu iz rotora.

Pri strujanju tekućine kroz međulopatične kanale povećava se energija tekućine. Razlika energije na ulazu i izlazu iz rotora daje teoretsku specifičnu energiju pumpe (sl. 2.5):

$$e_t \infty = e_2 - e_1,$$

$$e_t \infty = \frac{p^2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{p_1}{\rho} - \frac{c_1^2}{2},$$

$$e_t \infty = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} [J\,kg^{-1}].$$

$e_t \infty$ — teoretska specifična energija pumpe s beskonačnim brojem lopatica

Na prirast tlaka, izražen prvim članom u jednadžbi (2.1) djeluju:

— centrifugalna sila,
— promjena kinetičke energije, izražena relativnim brzinama.

Prirast tlaka zbog djelovanja centrifugalne sile označavamo s $\Delta W'$. Centrifugalna sila dana je izrazom:

$$F_c = m \cdot r_s \cdot \omega^2.$$

Računajući sa srednjim polumjerom $r_s = \frac{r_2 + r_1}{2}$ i s jedinicom mase tekućine $m = 1$ kg, izraz za centrifugalnu silu dobiva oblik:

$$F_c = \frac{r_2 + r_1}{2} \cdot \omega^2.$$

Rad centrifugalne sile na putu $r_2 - r_1$:

$$\Delta W' = F_c \cdot (r_2 - r_1),$$

$$\Delta W' = \frac{r_2 + r_1}{2} \cdot (r_2 - r_1) \cdot \omega^2.$$

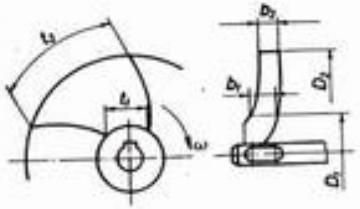
$$\Delta W' = \frac{r_2^2 + r_1^2}{2} \cdot \omega^2. \qquad (2.2)$$

Kako je $u_1 = r_1 \cdot \omega$ i $u_2 = r_2 \cdot \omega$, izraz (2.2) dobiva oblik:

$$\Delta W' = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \qquad (2.3)$$

Na slici 2.6. prikazani su ulazni i izlazni presjek za jedan međulopatični kanal:

$$A_1 = t_1 \cdot b_1 < A_2 = t_2 \cdot b_2.$$



Sl. 2.6. Dimenzije međulopatičnog kanala rotora pumpe



Jednadžba kontinuiteta za ta dva presjeka:

$$A_1 w_1 = A_2 w_2.$$

Kako je $A_2 > A_1$ i $w_1 > w_2$, to znači da se smanjila kinetička energija zbog razlike relativnih brzina. Zbog toga se povećao tlak tekućine na izlazu iz rotora:

$$\Delta W'' = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \qquad (2.4)$$

Prema tome, ukupan je prirast tlaka:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \Delta W = \Delta W' + \Delta W''. \qquad (2.5)$$

Zamjenom vrijednosti za $\Delta W'$ iz izraza (2.3) i $\Delta W''$ iz izraza (2.4) dobiva se:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}, \qquad (2.6)$$

Uvrstimo li ovaj izraz u formulu (2.1), dobivamo osnovni oblik glavne jednadžbe centrifugalne pumpe:

$$e_t \infty = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \qquad (2.7)$$

Prema slici 2.4 *a* i *b* za ulazni i izlazni trokut brzina, prema kosinusovu poučku relativne su brzine na ulazu i izlazu iz rotora jednake:

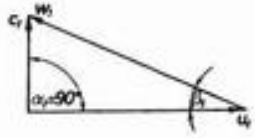
$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2\,u_1 \cdot c_1^2 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2\,u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

S tim vrijednostima za $w_1$ i $w_2$ formula (2.7) dobiva oblik:

$$e_t \infty = (u_2 \cdot c_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1). \qquad (2.8)$$

Jednadžba (2.8) poznata je kao Eulerova jednadžba turbostrojeva.



Sl. 2.7. Ulazni trokut brzina pri radijalnom dotjecanju tekućine u rotor

Uobičajena izvedba lopatice je takva da za konstrukcijsku radnu točku postoji okomit ulaz tekućine u rotor, tj. $\alpha_1 = 90°$ (sl. 2.7). Obodna komponenta apsolutne brzine na ulazu u rotor jednaka je nuli:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1 \cdot \cos 90° = 0.$$

Budući da je $c_2 \cdot \cos\alpha_2 = c_{2u}$, izraz (2.7) dobiva oblik:

$$e_{t\,\infty} = u_2 \cdot c_{2u}\ [J\,kg^{-1}]. \tag{2.9}$$

Jednakost (2.9) vrijedi za centrifugalnu pumpu s okomitim ulazom tekućine u rotor uz pretpostavku da rotor ima beskonačan broj lopatica.

Međutim, rotori centrifugalnih pumpi nemaju beskonačan broj lopatica, i to treba uzeti u obzir. Zbog toga je Pfleiderer [Pflajderer] uveo koeficijent popravka $k$;

$$k = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}, \tag{2.10}$$

$$\Psi = (0{,}55 - 0{,}65) + 0{,}6 \sin\beta_2,$$

z — broj radnih lopatica,
$r_1$ — polumjer ulaza u rotor,
$r_2$ — polumjer izlaza iz rotora

S koeficijentom $k$ prelazi se na teoretsku specifičnu energiju pumpe s rotorom koji ima konačan broj radnih lopatica, koristeći se omjerom:

$$\frac{e_t}{e_{t\infty}} = \frac{1}{1+k}, \qquad e_t = \frac{e_{t\infty}}{1+k}. \tag{2.11}$$

Uz stvarne uvjete rada postoje hidraulički gubici u rotoru pumpe. Ti se gubici uzimaju u obzir s hidrauličkim stupnjem djelovanja, pa je stvarna specifična energija pumpe jednaka:

$$e_p = e_t \cdot \eta_h; \qquad \eta_h = 0{,}80 - 0{,}95. \tag{2.12}$$

### 2.1.3. Utjecaj oblika radnih lopatica na teoretsku specifičnu energiju pumpe

Prema veličini kuta izlaznog brida, radne lopatice mogu biti:

— s radijalnim svršetkom ($\beta_2 = 90°$),
— savijene naprijed ($\beta_2 > 90°$),
— savijene natrag ($\beta_2 < 90°$).

Analizirajmo utjecaj pojedinog oblika lopatice na teoretsku specifičnu energiju $e_{t\,\infty}$ pumpe uz pretpostavku da je meridijalna brzina $c_{2m}$ na izlazu iz rotora jednaka apsolutnoj brzini na unutrašnjem obodu rotora:

$$c_{2m} = c_1 = \text{konst.}$$

#### 2.1.3.1. *Lopatice s radijalnim svršetkom* ($\beta_2 = 90°$)

Glavnu jednadžbu centrifugalne pumpe (2.7) za teoretsku specifičnu energiju dobivamo polazeći od dviju komponenata:



— od statičke komponente specifične energije:

$$e_{t\,\infty}\,stat = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}, \tag{2.13}$$

— i od dinamičke komponente specifične energije:

$$e_{t\,\infty}\,din = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \tag{2.14}$$

Jednadžbu (2.7) možemo pisati u obliku:

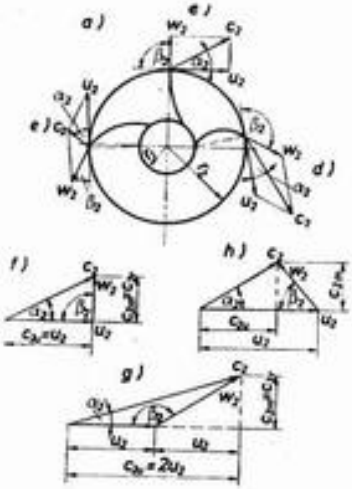
$$e_{t\infty} = e_{t\infty}\,stat + e_{t\infty}\,din. \tag{2.15}$$

Utjecaj kuta $\beta_2$ na teoretsku specifičnu energiju $e_{t\infty}$ dobit ćemo razmatranjem trokuta brzina na slici 2.8.

Iz trokuta brzina slijedi:

$$u_2^2 = c_2^2 - c_{2m}^2, \qquad u_2^2 = c_2^2 - c_1^2,$$

$$e_{t\infty din} = \frac{u_2^2}{2}. \tag{2.16}$$



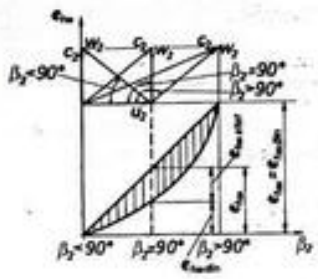
**Sl. 2.8. Oblici lopatica rotora**
*a* — paralelogrami brzina na izlazu; *c* — lopatice s radijalnim svršetkom; *d* — lopatice savijene naprijed; *e* — lopatice savijene natrag; *f* — izlazni trokut brzina za $\beta_2 = 90°$; *g* — izlazni trokut brzina za $\beta_2 > 90°$; *h* — izlazni trokut brzina za $\beta_2 < 90°$

Eulerov oblik glavne jednadžbe s podacima iz slike 2.8.*f*, $c_{2u} = u_2$ daje:

$$e_{t\infty} = u_2 \cdot (u_2) = u_2^2, \tag{2.17}$$

$$e_{t\infty\,din} = \frac{1}{2} \cdot e_{t\infty},$$

$$e_{t\infty\,stat} = \frac{1}{2} e_{t\infty}.$$



Utjecaj $e_{t\infty\,stat}$, $e_{t\infty\,din}$ i kuta $\beta_2$ na ukupnu specifičnu energiju $e_{t\infty}$ pumpe dan je u dijagramu $\beta_2 - e_t\infty$ (sl. 2.9).

**Sl. 2.9. Utjecaj oblika radnih lopatica na stvarnu specifičnu energiju pumpe**

### 2.1.3.2. *Lopatice savijene naprijed*

Na slici 2.8.*d* prikazana je takva lopatica s paralelogramom brzina, a na slici 2.8.*g* nacrtan je trokut brzina.

Trokut brzina odabran je tako da je:

$$c_{2u} = 2\,u_2,$$

$$(2\,u_2)^2 = c_2^2 - c_1^2; \quad (\text{za } c_{2m} = c_1),$$

pa je dinamička komponenta teoretske specifične energije:

$$e_{t\infty\,din} = \frac{4 \cdot u_2^2}{2} = 2\,u_2^2. \tag{2.18}$$

Uz $c_{2u} = 2\,u_2$, Eulerova jednadžba glasi:

$$e_{t\infty} = u_2 \cdot (2 \cdot u_2),$$

$$e_{t\infty} = 2 \cdot u_2^2 \tag{2.19}$$

Kod rotora s lopaticama savijenim naprijed, i prema slici 2.8.*g* ($c_{2u} = 2\,u_2$), cijelu teoretsku specifičnu energiju pumpe čini samo dinamička komponenta, tj. $e_{t\infty} = e_{t\infty\,din}$, dok je statička komponenta teoretske specifične energije jednaka nuli.

Na slici 2.9. prikazana je ovisnost teoretske specifične energije $e_{t\infty}$ o kutu $\beta_2$, predstavljena desno, počevši od $\beta_2 = 90°$.

### 2.1.3.3. *Lopatice savijene natrag* ($\beta_2 < 90°$)

Oblik lopatice savijene natrag prikazan je na slici 2.8.*e*. Iz trokuta brzina (sl. 2.8) slijedi:

$$c_{2u} < u_2.$$



Za ovaj oblik lopatice:

$$e_{t\infty\,stat} > e_{t\infty\,din}.$$

Toj zavisnosti teoretske specifične energije $e_{t\infty}$ od kuta $\beta_2$ odgovara područje predstavljeno lijevo, počevši od $\beta_2 = 90°$.

Poslije ove analize utjecaja oblika radne lopatice na teoretsku specifičnu energiju $e_{t\infty}$, postavlja se pitanje koji je oblik lopatice najpovoljniji. Otprije znamo da je hidraulički gubitak funkcija kvadrata brzine, a dinamička komponenta $e_{t\infty\,din}$ upravo i čini taj gubitak. Očito je da su lopatice savijene unaprijed najnepovoljnije. Kod ovih lopatica cijeli $e_{t\infty}$ čini samo dinamička komponenta, pa su zato hidraulički gubici kod ovako oblikovanih lopatica rotora najveći.

Najpovoljnije su lopatice savijene natrag jer je

$$e_{t\infty\,stat} > e_{t\infty\,din}.$$

Porastom kuta $\beta_2$ raste i $e_{t\infty}$ uz $n$ = konst. Povećanjem $e_{t\infty}$ rastu i hidraulički gubici, pa će i $e_p$ biti manja.

Kut lopatica savijenih natrag $\beta_2 = 15 - 45°$. Za određene uvjete rada pumpe stvarna specifična energija ($e_p$) izračunava se prema formuli (1.22), odnosno (1.23):

$$e_p = \frac{p'' - p'}{\varrho} + g \cdot H_g + e_{gc}\ [J\,kg^{-1}],$$

$$e_p = g \cdot Hg + e_{gc}\ [J\,kg^{-1}].$$

## 2.1.4. Oblici rotora

Oblik rotora uglavnom ovisi o veličini dobave i $e_p$. Svaki rotor nije prikladan za male, srednje i velike $e_p$, kao ni za male, srednje i velike dobave. Radijalna radna kola (rotori), s obzirom na veliki utjecaj centrifugalne sile, sposobna su za velike $e_p$, dok propelerna radna kola rade bez utjecaja centrifugalne sile, pa je njihova sposobnost u pogledu $e_p$ najmanja.

Kod dobave je obratno. Radijalni rotori s obzirom na uske međulopatičke kanale, neprikladni su za propuštanje većih količina tekućine, dok propelerni rotori imaju veliku propusnu moć. Između ta dva ekstremna oblika rotora, od kojih se prvi grade za velike $e_p$ i male dobave, a drugi za male $e_p$ i velike dobave, nalaze se prelazni aksijalno-radijalni oblici rotora.

Veliki utjecaj pri izboru rotora ima i broj okreta rotora. Za neke određene $Q$ i $e_p$, mogu se za različito $n$ konstruirati različiti oblici rotora. Budući da postoji mnogo mogućnosti u odnosu prema veličinama $Q$, $e_p$ i $n$, treba ustanoviti kriterij za pojedine vrste rotora prema kojem bi za određeno $Q$, $e_p$ i $n$ izabrani rotor bio najbolji, tj. radio bi s najboljim stupnjem djelovanja. To je postignuto sa specifičnim brojem okreta.

Specifični broj okreta $n$ hidrauličkih turbostrojeva (turbopumpi) veličina je koja se izražava funkcijom stvarne specifične energije ($e_p$), protoka ($Q$), i broja

okreta ($n$) za koji se turbopumpa projektira. On služi izboru odgovarajuće pumpe za dane parametre:

$$n_q = f(e_p, Q, n). \tag{2.20}$$

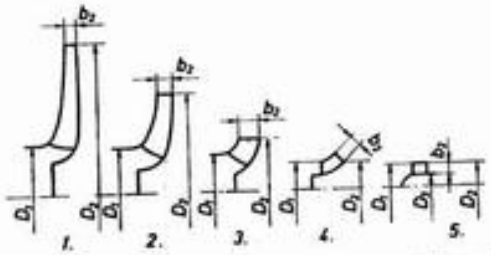
Specifični broj okreta odnosi se na točku koja je optimalna kod pumpi. Definiramo li specifični broj okreta tako da geometrijski slična modelna pumpa raspolaže stvarnom specifičnom energijom od 1 J kg$^{-1}$ i pri tome daje dobavu od 1 m$^3$ s$^{-1}$, dobijemo specifični broj okreta:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{e_p^3}}. \tag{2.21}$$

Specifični broj okreta ne ovisi o iskoristivosti pumpe (stupnja djelovanja pumpe) ni o vrsti tekućine.

Pumpe koje imaju istu brzohodnost, odnosno isti specifični broj okreta, geometrijski su slične. Specifični broj okreta znatno utječe na oblik rotora (sl. 2.10). To proizlazi iz toga što se u izrazu za specifični broj okreta nalaze osnovni parametri $n$, $Q$ i $e_p$, od kojih ovisi oblik rotora. Što su veći $n$ , veći su i presjeci međulopatičnih kanala prema vanjskom promjeru rotora i obratno.

Na slici 2.10. vidljivo je da sporohodne pumpe (mali $n$ ) imaju mali odnos $b_2/D_2$, koji s porastom $n$ sve više raste.




**Sl. 2.10. Ovisnost osnovnih veličina rotora o specifičnom broju okreta**
1 — $n_q$=0,03—0,09; $D_2/D_1$=3,5—2;
2 — $n_q$=0,09—0,15; $D_2/D_1$=2—1,5;
3 — $n_q$=0,15—0,24; $D_2/D_1$=1,5—1,3;
4 — $n_q$=0,24—0,45; $D_2/D_1$=1,3—1,1;
5 — $n_q$=0,41—1,00; $D_2/D_1$=1,0.

### 2.1.5. Uloga sprovodnog kola (zakola)

U rotoru centrifugalne pumpe dolazi do prirasta i kinetičke energije i energije tlaka struje radnog fluida. Mehanička energija s kojom pumpa raspolaže, a potječe od pogonskog stroja, pretvara se i predaje radnoj tekućini u obliku prirasta kinetičke energije i energije tlaka u rotoru. To je zapravo prva faza transformacije energije.



Međutim, pumpa mora osigurati transport tekućine do gornje razine,povećavajući tekućini tlačnu energiju. Zbog toga je potrebno da se u rotoru narasla kinetička energija pretvori u tlačnu (potencijalnu) energiju, a to je druga faza procesa transformacije energije. Ta faza transformacije energije vrši se u sprovodnom kolu.

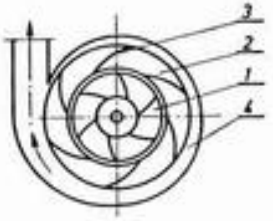
Kod centrifugalnih pumpi upotrebljavaju se dvije vrste sprovodnih kola:

a) sprovodno kolo spiralna oblika,
b) sprovodno kolo s lopaticama.

Sprovodno kolo spiralna oblika prikazano je na slici 2.1. Iz hidraulike je poznato da se promjenom presjeka na osnovi jednadžbe kontinuiteta mijenja brzina strujanja. Budući da se u ovom slučaju, idući prema potisnom (tlačnom) priključku, presjek neprekidno povećava, brzina će se smanjivati, da bi se, prema Bernoullijevoj jednadžbi, povećao tlak tekućine koja protječe. Brzine strujanja tekućine u cjevovodima ograničene su baš zbog toga da bi se smanjili gubici.

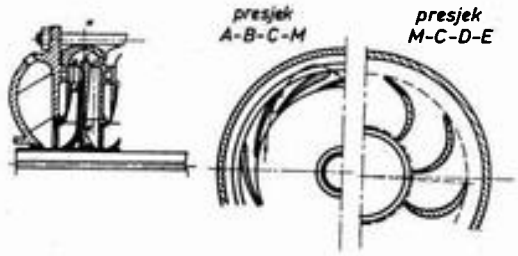
Sprovodna kola moraju biti konstruirana tako da se pravac apsolutne brzine mlaza tekućine u sprovodnom kolu podudara s pravcem apsolutne izlazne brzine tekućine iz radnog kola. Uobičajeno je da je izlazni kut sprovodnog kola spiralnog oblika najčešće $\alpha_2 = 15° — 25°$. Za vrijednosti kuta $\alpha_2 = 5° — 15°$, obično se upotrebljavaju sprovodna kola s lopaticama.

Na slici 2.11. prikazano je sprovodno kolo (2) s lopaticama (3), i spiralnim kućištem (4), za jednostepenu pumpu.




**Sl. 2.11. Jednostepena centrifugalna pumpa sa sprovodnim kolom s lopaticama**
1 — rotor; 2 — sprovodno kolo;
3 — lopatice sprovodnog kola;
4 — spiralno kućište

Na slici 2.12. prikazan je dio višestepene pumpe koja ima sprovodno kolo s lopaticama. Za razliku od sprovodnog kola na slici 2.11. kod tako konstruiranih pumpi, stupanj pumpe čine *rotor*, *zakolo* i *pretkolo*.

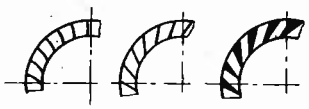



**Sl. 2.12. Višestepena centrifugalna pumpa s pretkolom**

Uloga pretkola je da usmjeri tekućinu tako da bi dotjecanje i u slijedeći rotor bilo aksijalno.

Broj lopatica zakola najčešće je jednak broju lopatica radnog kola, ili je za koju lopaticu manji.

Oblici lopatica zakola prikazani su na slici 2.13. Promjenom nominalnog režima rada, promijenit će se izlazni kut $\alpha_2$, pa uvjet bezudarnog dotjecanja tekućine iz rotora u zakolo više nije ispunjen.



**Sl. 2.13. Oblici lopatica zakola**

## 2.1.6. Visina usisavanja i pojava kavitacije

Iz izraza (1.28) koji izražava visinu usisavanja klipne pumpe:

$$H_{gs} < \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{p_0 - p_p}{\rho} - \frac{c_s^2}{2} - e_{gs} \right) \text{ [m]},$$

vidi se da tlak isparavanja tekućine pri određenoj temperaturi uzimamo u obzir zbog toga da se spriječi diskontinuiranost struje tekućine (prekid stupca tekućine) zbog pojave pare u usisnom vodu. Kada je riječ o centrifugalnoj pumpi, valja paziti na još jednu pojavu. Pokusima je utvrđeno da tlakovi u svim točkama poprečnog presjeka strujnog toka tekućine i na raznim mjestima uzduž lopatice nisu jednaki. Na mjestima gdje je tlak niži od tlaka pare, tj. niži od *kritičnog tlaka*, pri određenoj temperaturi nastaje isparavanje tekućine. Tako nastali prostori ispunjeni česticama pare, zraka i drugih plinova, dospijevaju nošeni strujama toka na mjesta gdje su tlakovi mnogo viši. Pod djelovanjem tih tlakova nastaje kondenzacija pare. Ova je pojava poznata pod nazivom *kavitacija*. U prostore oslobođene pri kondenzaciji pare sjure se okolne čestice tekućine, međusobno se sudarajući, naglo povećavajući tlak na tom mjestu. Ako se to događa na površini lopatice, na metalu, nastat će vrlo ozbiljna oštećenja lopatice. Čestice metala se odvajaju, materijal lopatica se razara (erodira). Ispitivanja su pokazala da udari, odnosno tlakovi, pri kavitaciji dostižu i do nekoliko Pa.

**Sl. 2.14. Erozijsko djelovanje kavitacije**

Na slici 2.14. shematski je prikazano erozijsko djelovanje kavitacije. Budući da voda uvijek sadrži izvjesnu količinu apsorbiranog zraka, na oštećenim mjestima počinje vrlo intenzivan korozijski proces.



Različiti materijali različito su otporni prema kavitaciji. Apsolutno otpornih materijala nema. Pojavu kavitacije često prati i pojava snažnih šumova, pa i potresa strojeva, što je dokaz kavitacijskog procesa. Kavitacija nastaje na mjestima najnižih tlakova. Kod pumpi su to ulazni, a kod turbina izlazni bridovi radnih lopatica. Kavitacija dovodi i do poremećaja rada pogonskog stroja.

Da bi se spriječila kavitacija centrifugalnih pumpi, dopuštena se visina usisavanja smanjuje uvođenjem u izraz za dopuštenu visinu usisavanja još jednog člana — *kavitacijske rezerve*. S tim članom izraz za visinu usisavanja ima oblik:

$$H_{gs} \leqslant \frac{1}{g} \left( \frac{p_0 - p_p}{\rho} - \frac{c_s^2}{2} - e_{gs} - \sigma \cdot e_p \right) \text{ [m]}, \qquad (2.22)$$

$\sigma \cdot e_p$ — kavitacijska rezerva,
$e_p$ — stvarna specifična energija,
$\sigma$ — koeficijent kavitacije.

Koeficijent kavitacije ($\sigma$) određuje se empirijskim formulama:

— za jednostrujne pumpe: $\sigma = 0{,}0935 \cdot n_q^{\frac{4}{3}}$

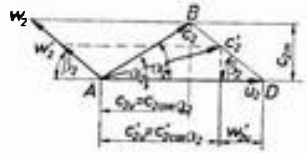
— za dvostrujne pumpe: $\sigma = 0{,}06 \cdot n_q^{\frac{4}{3}}$.

Ostali utjecaji na dopuštenu visinu usisavanja $H_{gs}$ jednaki su kao i kod klipnih pumpi. Razlika je u tome što kod centrifugalnih pumpi ne postoje inercijalni gubici.

## 2.1.7. Karakteristike centrifugalne pumpe

### *2.1.7.1. Teoretska karakteristika*

Osnovne dimenzije pumpe određuju se na osnovi zadanih vrijednosti protoka $Q$, teoretske specifične energije $e_{t\infty}$ i broja okreta $n$. Ako se promijeni jedna od njih, pri $n$ = konst., kako će se mijenjati ostale veličine?



**Sl. 2.15. Promjena obodne komponente apsolutne brzine u ovisnosti o relativnoj brzini**

Na slici. 2.15. prikazana je promjena relativne brzine od $w_2$ na $w_2'$ kao i apsolutne brzine $c_2$ na $c_2'$, pri čemu je $n$ = konst. a to znači da je i obodna brzina $u_2$ = = konst.

Protok (dobava) kroz rotor računa se prema izrazu:

$$Q = A_2 \cdot w_2.$$

S promjenom protoka promijenila se i relativna brzina, ali se promijenila i obodna komponenta apsolutne brzine koja je jedan od članova u Eulerovu obliku glavne jednadžbe centrifugalne pumpe. Uz zanemarivanje hidrauličkih gubitaka u pumpi te crtanja ovisnosti između dobave i teoretske specifične energije pri $n$ = konst., dobiva se teoretska karakteristika pumpe.

Analizirajmo zavisnost dobave i teoretske specifične energije $e_{t\infty}$ pumpe za navedene oblike radnih lopatica.

Iz trokuta $ABD$ (sl. 2.15) proizlazi:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2,$$

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u},$$

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} \cdot \cos \beta_2, \tag{2.23}$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{w_{2u}}{c_{2m}},$$

$$w_{2u} = c_{2m} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{2.24}$$

Za izlazni presjek radnog kola protok (dobava) pumpe iznosi:

$$Q = D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2m} \pi = D_1 \cdot b_1 \cdot c_{1m} \cdot \pi,$$

odakle je

$$c_{2m} = \frac{Q}{D_2 \cdot b_2 \cdot \pi}, \tag{2.25}$$

$D_1, D_2$ — ulazni i izlazni promjer rotora,
$b_1, b_2$ — ulazna i izlazna širina rotora.

Ako se izraz (2.25) uvrsti u izraz (2.23), dobiva se:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{Q \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{D_2 \cdot b_2 \cdot \pi}. \tag{2.26}$$

Uvrštavanjem $c_{2u}$ u Eulerovu jednadžbu dobiva se:

$$e_{t\infty} = u_2 \cdot c_{2u},$$

$$e_{t\infty} = u_2 \cdot \left( u_2 - \frac{Q \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{D_2 \cdot b_2 \cdot \pi} \right). \tag{2.27}$$

Izraz (2.27) daje analitičku ovisnost dobave i teoretske specifične energije $(e_{t\infty})$.



a) Lopatice s radijalnim svršetkom ($\beta_2 = 90°$)

Za rotor s lopaticama s radijalnim svršetkom ($\operatorname{ctg} \beta_2 = \operatorname{ctg} 90° = 0$) izraz (2.27) prelazi u oblik:

$$e_{t\infty} = u_2^2. \tag{2.28}$$

Izraz (2.28) pokazuje da teoretska specifična energija $e_{t\infty}$ ne ovisi o dobavi.

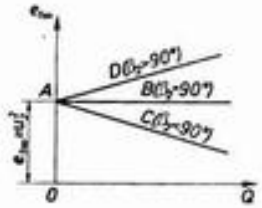
Karakteristika rotora s radijalnim lopaticama prikazana je na slici 2.16. crtom $AB$ koja je usporedna s osi $Q$.

b) *Lopatice savijene naprijed* ($\beta_2 > 90°$)

Za $\beta_2 > 90°$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, pa se konstantnom članu $u_2^2$ s povećanjem dobave $Q$, stalno dodaje određena pozitivna vrijednost drugog člana u izrazu (2.27). Ta ovisnost prikazana je na slici 2.16. crtom $AD$.

c) *Lopatice savijene natrag* ($\beta_2 < 90°$)

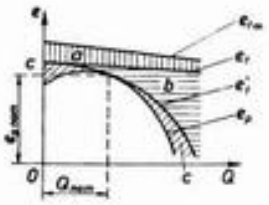
Za $\beta_2 < 90°$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, pa se konstantnom članu $u_2^2$ s povećanjem dobave $Q$, neprestano oduzima uvećani drugi član u izrazu (2.27). S povećanjem $Q$ pada teoretska specifična energija $e_{t\infty}$. Na slici 2.16. ta ovisnost prikazana je crtom $AC$.




**Sl. 2.16. Teoretska karakteristika centrifugalne pumpe**

### 2.1.7.2. *Stvarna karakteristika centrifugalne pumpe*

Ako se pri grafičkom prikazu ovisnosti između stvarne specifične energije i dobave uz $n$ = konst. uzmu u obzir i hidraulički gubici u pumpi, koji su pri prikazivanju teoretske karakteristike bili zanemareni, dobit će se stvarna karakteristika centrifugalne pumpe. Na slici 2.17. prikazana je *stvarna karakteristika* $e_p$ za pumpu s rotorom čije su lopatice savijene natrag.




**Sl. 2.17. Stvarna karakteristika centrifugalne pumpe s lopaticama savijenim natrag**
*a* — gubitak zbog konačnog broja lopatica; *b* — hidraulički gubitak zbog trenja tekućine o površine lopatica; *c* — udarni gubitak koji nastaje kao posljedica promjene režima rada pumpe

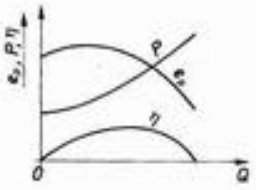
Unutrašnji hidraulički gubici u rotoru centrifugalne pumpe nastaju zbog:

— konačnog broja radnih lopatica,
— trenja tekućine o površine lopatice,
— udarnih gubitaka, koji nastaju kao posljedica promjera režima rada pumpe.

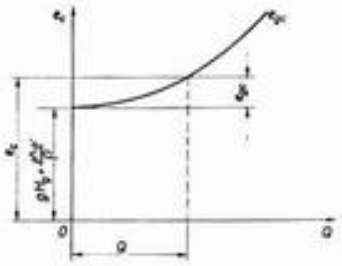
Budući da se stvarna karakteristika ne može izračunati, dobiva se snimanjem na ispitnom stolu (sl. 2.17). Na istom dijagramu ucrtana je i *teoretska karakteristika* $e_{t\infty}$ i *karakteristika* $e_t$ i $e_t'$.

Stvarna karateristika $e_p$ zove se ***individualna karakteristika pumpe***. U praksi je uobičajeno da se ova karakteristika kompletira još dvjema karakteristikama, i to *karakteristikom snage* $P$ i *karakteristikom stupnja djelovanja* $\eta$ (sl. 2.18).

Tako kompletirana karakteristika zove se *puna individualna karakteristika pumpe*, a dobiva se od proizvođača pumpi.




**Sl. 2.18. Puna individualna karakteristika centrifugalne pumpe**




**Sl. 2.19. Karakteristika cjevovoda**

Osim pune individualne karakteristike za eksploataciju pumpe vrlo je važno poznavanje i karakteristike cjevovoda (sl. 2 19).

U tehničkoj praksi ako koeficijent otpora ne ovisi o Reynoldsovu broju, gubitak energije može se pisati u obliku

$$e_{gc} = k \cdot Q^2. \tag{2.29}$$

Ako u izraz

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{p'' - p'}{\rho} + e_{gc}, \tag{2.30}$$

uvrstimo jednadžbu (2.29), dobivamo:

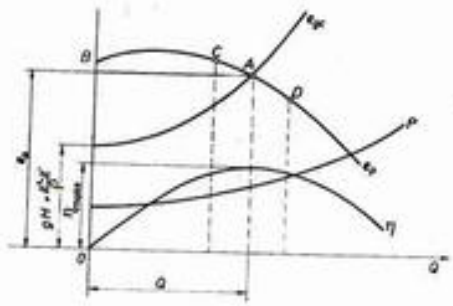
$$e_p = g \cdot Hg + \frac{p'' - p'}{\rho} + k \cdot Q^2 \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}]. \tag{2.31}$$

Na slici 2.20. prikazana je karakteristika cjevovoda $e_{gc}$, karakteristika stvarne specifične energije $e_p$ i karakteristika stupnja djelovanja $\eta$ i snage $P$.

Presjek tih dviju krivulja daje karakterističnu točku $A$, poznatu pod nazivom radna točka pumpe.



Pri projektiranju pumpnog postrojenja treba nastojati da se radno područje odabere tako da pumpa radi u području visokog djelovanja, tj. da se radna točka kreće od $C$ do $D$ (sl. 2.20).




**Sl. 2.20. Karakteristika centrifugalne pumpe i karakteristika cjevovoda**

## 2.1.8. Proračun centrifugalnih pumpi

### *2.1.8.1. Snaga pumpe i stupnjevi djelovanja*

Snaga za pogon pumpe vezana je za veličine: količinu dobave $Q$, stvarnu specifičnu energiju $e_p$ i gustoću tekućine $\rho$. Korisna je snaga pumpe:

$$P_k = Q \cdot \rho \cdot e_p \ [\mathrm{W}]. \tag{2.32}$$

Snaga potrebna za pogon pumpe veća je od korisne snage za gubitke energije u pumpi. Ti gubici izraženi su ukupnim stupnjem djelovanja pumpe. Prema tome, snaga potrebna na spojci izračunava se iz izraza:

$$P_s = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{\eta} \ [\mathrm{W}] \tag{2.33}$$

Bolja je ona pumpa koja za iste karakteristike u optimumu ima povoljniji stupanj djelovanja. Stupanj djelovanja pumpe je odnos korisne snage $P_k$ i snage na spojci:

$$\eta = \frac{P_k}{P_s}. \tag{2.34}$$

Ukupan stupanj djelovanja uzima u obzir tri vrste gubitaka: hidrauličke, volumetrijske i mehaničke gubitke, obuhvaćene hidrauličkim, volumetrijskim i mehaničkim stupnjem djelovanja.

*Hidraulički stupanj djelovanja* je omjer stvarne specifične energije ($e_p$) i teoretske specifične energije ($e_t$):

$$\eta_h = \frac{e_p}{e_t}, \tag{2.35}$$

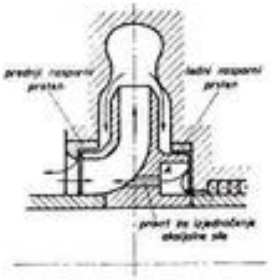
$$\eta_h = 0{,}80 - 0{,}95.$$

*Volumetrijski stupanj djelovanja* je omjer protoka tekućine kroz pumpu ($Q$) i protoka tekućine kroz rotor ($Q_t$)

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t}, \tag{2.36}$$

$$\eta_v = 0{,}95 - 0{,}99.$$

Između rotora i statora uvijek je neka zračnost (sl. 2.21). Kroz tu zračnost dio tekućine prolazi natrag na ulaz rotora i ta tekućina je volumetrijski gubitak. Osim toga, dio tekućine izlazi kroz brtvenicu vratila i kućišta pumpe, a kod rotora s provrtom na zadnjem disku tekućina se također vraća na ulaz rotora, pa je i to volumetrijski gubitak tekućine.



**Sl. 2.21. Shematski prikaz mjesta gdje se javljaju volumetrijski gubici kod centrifugalne pumpe**

*Mehanički stupanj djelovanja* je omjer između snage utrošene na rotoru ($P_l$) i snage na spojci pumpe ($P_s$):

$$\eta_m = \frac{P_l}{P_s}, \tag{2.37}$$

$$\eta_m = 0{,}95 - 0{,}99.$$

Mehanički gubici nastaju na dijelovima pumpe koji su u međusobnom dodiru (u ležajima, brtvenicama i sl.).

*Ukupan stupanj djelovanja* pumpe dan je izrazom:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m. \tag{2.38}$$

*Snaga pogonskog motora* obrađuje se preko stupnja djelovanja transmisije:

$$P_m = \frac{P_s}{\eta_{tr}}, \tag{2.39}$$

$$\eta_{tr} = 0{,}95 - 0{,}98.$$



$P_{iz\,mreže} = \frac{P_s}{\eta_{tr} \cdot \eta_{mot.}} = \frac{P_{mr}}{\eta_{mot}}$

### 2.1.8.2. Izbor broja okreta rotora pumpe

Broj okreta pumpe ovisi o vrsti pogona, uvjetima rada, napora i dobave pumpe. Za pumpe malih i srednjih dobava najčešće se primjenjuju izravni pogoni na elektromotor, čiji su standardni brojevi okreta 160, 242 i 483 $s^{-1}$. Veći brojevi okreta elektromotora za pogon pumpi malokad se upotrebljavaju zbog velikih naprezanja što uzrokuju velike centrifugalne sile. Manji brojevi okreta elektromotora dolaze u obzir samo za velike dobave i relativno male stvarne specifične energije.

Kod pogona na motore s unutrašnjim izgaranjem i parne turbine, brojevi okreta rotora pumpe usklađuju se s optimalnim brojem okreta tih pogonskih strojeva.

### 2.1.8.3. Promjeri cjevovoda

Na osnovi jednadžbe protoka $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot c = Q$, određuju se promjeri usisnog tlačnog (potisnog) cjevovoda:

$$d_s = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi \cdot c_s}}\ [\mathrm{m}], \tag{2.40}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi \cdot c_p}}\ [\mathrm{m}]. \tag{2.41}$$

Brzina strujanja u usisnom vodu $c_s = 0{,}6$ do $2\ \mathrm{m\,s^{-1}}$, a u tlačnom $c_p = 1$ do $2{,}5\ \mathrm{m\,s^{-1}}$.

Brzina strujanja vode na ulazu u pumpu najčešće je 1,5 do $4\ \mathrm{m\,s^{-1}}$, a na izlazu iz pumpe 2 do $4\ \mathrm{m\,s^{-1}}$. Veće brzine strujanja na ulazu u pumpu povećavaju hidrauličke gubitke, koji smanjuju usisnu visinu u usisnom cjevovodu.

### 2.1.8.4. Promjer vratila pumpe

Promjer vratila određuje se iz izraza za naprezanje na uvijanje:

$$\tau_{ud} = \frac{M_s}{W_p} = \frac{\frac{P_s}{\omega}}{\frac{\pi}{16} d^3} \tag{2.42}$$

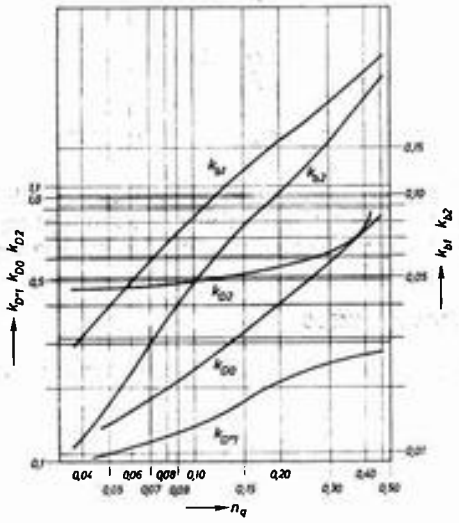
pa slijedi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,P_s}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{ud}}}\ [\mathrm{m}], \tag{2.43}$$

$P_s$ [ W ] — snaga na spojci pumpe
$\tau_{ud}$ [ Pa ] — dopušteno naprezanje na uvijanje materijala vratila,
$\omega$ [ rad $s^{-1}$ ] — kutna brzina vratila.

### 2.1.8.5. Proračun osnovnih veličina rotora

Eulerova glavna jednadžba ne daje dovoljno elemenata za konstrukciju rotora. Prema toj jednadžbi energija koju će svaka jedinica mase tekućine dobiti u prolazu kroz pumpu ovisi o mnogo elemenata koji su u vezi s rotorom. Stvarna specifična energija pumpe ovisi o obodnoj brzini $u_2$, o meridijalnoj brzini $c_{2m}$, o veličini otklona mlaza, o odnosu $\frac{D_1}{D_2}$ i o drugim veličinama koje nisu vidljive u glavnoj jednadžbi centrifugalne pumpe. Ako se odlučimo na odabiranje pojedinih veličina, ne bismo smjeli birati bilo kako, zato što u tom slučaju dobivamo lošu pumpu, odnosno dobili bismo pumpu s lošim stupnjem djelovanja. Eulerova jednadžba omogućava da varijable o kojima ovisi ukupan rezultat pumpe izdvojimo i za pojedine slučajeve pokusom odredimo najpovoljniju veličinu, mijenjajući sustavno vrijednost varijabla. Na toj osnovi izvršeno je mnogo pokusa, pa su mnogi autori došli do konstanta pumpi ovisno o specifičnom broju okreta $n_q$. Rezultati tih istraživanja prikazani su grafički na slici 2.22, gdje se vidi da su krivulje konstanta pumpi uglavnom pravilne. Na osnovi tih konstanti mogu se lako izračunati sve osnovne dimenzije rotora. Taj proračun služi kao osnova, a za konstrukciju rotora najpovoljnijeg stupnja djelovanja potrebno je mnogo znanja i iskustva.



Sl. 2.22. Konstante pumpe

Osnovna pravila pri konstrukciji i izradi rotora:

— izbjegavati nagle promjene presjeka gdje bi moglo doći do većih ubrzavanja ili do usporenja tekućine,
— izbjegavati oštra skretanja toka tekućine,



— izbjegavati male vrijednosti hidrauličkih radijusa,
— oblik rotora uskladiti s izabranim specifičnim brojem okreta $n_q$,
— ako specifičan broj okreta $n$ iz zadanih parametara bude ispod 0,036, treba izmijeniti parametre da se poveća $n_q$,
— što povoljnije oblikovati ulazni dio lopatice za tok strujanja tekućine.

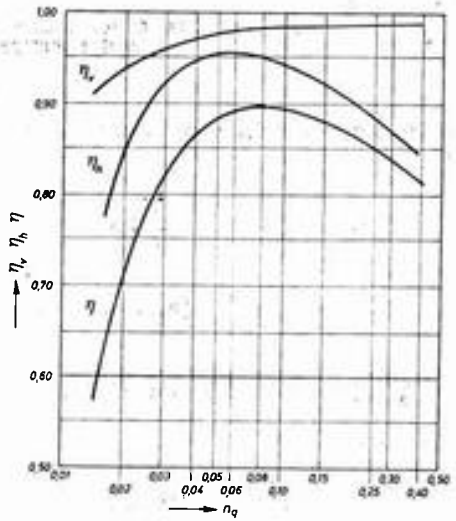
Po pravilu su pri zahtjevima za jednu pumpu zadani njezini parametri $Q$, $e_p$, a vrlo često i broj okreta $n$. Iz tih vrijednosti izračunavamo specifičan broj okreta:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{e_p^3}}. \tag{2.44}$$

Ako je $n_q$ premalen, treba povećati broj okreta $n$. Nije li to moguće, moramo smanjiti stvarnu specifičnu energiju $e_p$ tako da prijeđemo na višestepenu pumpu. Specifičan broj okreta $n_q$ i sve ostale veličine računaju se za jedan stupanj pumpe, a kod dvostrujnih (dvoulaznih) pumpi računaju se s 0,5 $Q_t$.

$Q_t$ je količina koja protječe kroz rotor. Ona je veća od količine koju dobavlja pumpa za volumetrijske gubitke, tj. $Q = \eta_v \cdot Q_t$.

Vrijednost za $\eta_v$ uzima se iz dijagrama na slici 2.23.



Sl. 2.23. Ovisnost ukupnog, hidrauličkog i volumetrijskog stupnja djelovanja o specifičnom broju okreta

Na osnovi specifičnog broja okreta $n_q$ biraju se konstante pumpe prema slici 2.22.

Vanjski promjer rotora:

$$D_2 = k_{D2} \cdot \frac{\sqrt{e_p}}{n} \text{ [m]}. \tag{2.45}$$

Iz toga slijedi obodna brzina:

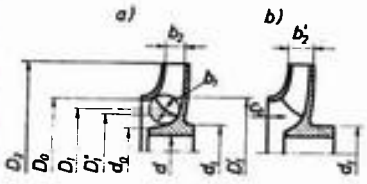
$$u_2 = D_2 \cdot n \cdot \pi \text{ [m s}^{-1}\text{]}.$$

Promjer glavine na ulazu (sl. 2.24.*a*):

$$d_0 = (1{,}3 - 1{,}4) \cdot d \text{ [m]}, \tag{2.46}$$

a na ležnoj strani:

$$d_1 = (1{,}4 - 1{,}5) \cdot d \text{ [m]}. \tag{2.47}$$




**Sl. 2.24. Osnovne dimenzije rotora centrifugalne pumpe**

Za normalne izvedbe centrifugalnih pumpi ulazni promjer $D_0$ jednak je promjeru lopatice $D_1$, tj.

$$D_0 = D_1' = k_{D0} \cdot \frac{\sqrt{e_p}}{n} \text{ [m]}, \tag{2.48}$$

$$D_1'' = k_{D1}'' \cdot \frac{\sqrt{e_p}}{n} \text{ [m]}, \tag{2.49}$$

Koeficijent $k_{D0}$ i $k_{D1}''$ uzimamo iz dijagrama (2.22).

Srednji promjer rotora na ulazu:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_1'^2 + D_1''^2}{2}} \text{ [m]}, \tag{2.50}$$

Ulazna širina rotora:

$$b_1 = k_{b1} \frac{\sqrt{e_p}}{n} \text{ [m]}. \tag{2.51}$$

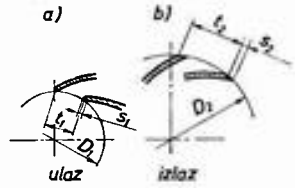


Koeficijent $k_{b1}$ uzimamo iz dijagrama na slici 2.22.

Meridijalna brzina:

$$c_{1m} = \frac{Q}{\varphi_1 \cdot D_1 \cdot \pi \cdot b_1} \text{ [m s}^{-1}\text{]}, \tag{2.52}$$

$Q$ [m $^3$s$^{-1}$] — teoretska količina dobave,
$D_1$ [m] — srednji promjer rotora na ulazu,
$b_1$ [m] — ulazna širina rotora,
$\varphi_1 = \frac{t_1 - s_1}{t_1}$ — koeficijent suženja zbog debljine lopatice $s_1$ na ulazu u rotor (sl. 2.25.*a*)
$\varphi_1 = 0{,}85$ do $0{,}95$).




**Sl. 2.25 Suženje presjeka na ulazu i izlazu iz rotora zbog debljine lopatice**

Lopatice na ulazu moraju biti tanke da ne dođe do velikog ubrzanja tekućine na ulazu. Ako vratilo nije prolazno (sl. 2.25.*b*), treba smanjiti $d_0$, pa će obodna brzina na ulazu biti manja. Preporučuje se ovaj odnos ulazne i meridijalne brzine:

$$c_0 = (0{,}92 - 0{,}98) \cdot c_{1m}.$$

Izlazna širina rotora:

$$b_2 = \frac{\sqrt{e_p}}{n} \cdot k_{b2} \text{ [m]}. \tag{2.53}$$

Koeficijent $k_{b2}$ biramo iz dijagrama na slici 2.22.

Meridijalna brzina na izlazu:

$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot \varphi_2 \cdot b_2} \text{ [m s}^{-1}\text{]}, \tag{2.54}$$

$\varphi_2 = \frac{t_2 - s_2}{t_2}$ — koeficijent suženja presjeka zbog debljine lopatice (sl. 2.25.*b*) iznos ($\varphi_2 \doteq 0{,}95$, do 0.98).

Nakon ovih proračuna valja provjeriti da li su meridijalne brzine $c_{2m}$ i $c_{1m}$ u preporučenim granicama, tj:

$$c_{2m} = (0{,}70 - 0{,}75) \cdot c_{1m}. \tag{2.55}$$

Ulazni kut lopatice, ako je $c_1$ okomit na $u_1$:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}. \tag{2.56}$$

Zbog predrotacije na ulazu, ulazni kut lopatice $\beta_1$ treba povećati od 3° do 8°, već prema uvjetima u kojima će pumpa raditi. Za pumpu sa spiralnim kućištem najpovoljniji je izlazni kut lopatice prema Stepanoffu $\beta_2 = 22°30'$. Pri promjeni od 5° taj kut ne utječe mnogo na stupanj djelovanja pumpe. Kod pumpi sa zakolom (sprovodnim kolom) kut $\beta_2$ mora biti oko 30°. Izlazni kut apsolutne brzine $\alpha_2$ mora biti:

$\alpha_2 =$ 5° do 12° — kod pumpi sa sprovodnim kolom,
$\alpha_2 =$ 12° do 30° — kod pumpi bez sprovodnog kola.

Broj lopatica $z$ odaberemo iz tablice 2.1, ovisno o specifičnom broju okreta (brzohodnosti) $n_q$.

**Tablica 2.1.** Broj lopatica $z$ ovisno o specifičnom broju okreta $n_q$

| Specifični broj okreta $n_q$ | 0,036—0,048 | 0,048—0,078 | 0,078—0,21 | 0,21—0,30 | 0,30—0,48 |
|---|---|---|---|---|---|
| Broj lopatica $z$ | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 |

U praksi se broj lopatica bira iz iskustva, pa može biti i nešto manji zbog lakšeg izvođenja, a zbog povoljnije krivulje lopatica.

Proračun rotora u ovom poglavlju služi za orijentaciju u redu veličina. Za detaljan proračun treba bolje poznavati teoriju strujanja, a potrebno je i iskustvo. Osim hidrauličkih proračuna, potrebno je provjeriti i čvrstoću materijala od kojeg je rotor izrađen. Obodna brzina rotora je zbog ograničene čvrstoće materijala također ograničena, tako da je jednim stupnjem pumpe kod rotora od bronce moguće postići stvarne specifične energije do 1 000 J kg$^{-1}$, a kod rotora od čelika i do 6 000 J kg$^{-1}$.

### 2.1.8.6. *Aksijalna sila i načini njezina izjednačavanja*

Tlak $p_2$ na izlazu iz rotora veći je od tlaka $p_1$ na ulazu u rotor, pa će se na prijelazu iz rotora u sprovodno kolo (zakolo) kroz radijalne i aksijalne zračnosti odvojiti jedan dio tekućine i ispuniti prostor s leđne strane rotora (sl. 2.26).

Aksijalne sile koje djeluju na rotor mogu se približno odrediti ovako (sl. 2.26):

a) $F_2' = p_2 \cdot (A_2 - A_1')$, (2.57)

$p_2$ — tlak na izlazu iz rotora,

$A_2 = \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4}$ — površina promjera $D_2$,



$A_1 = \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4}$ — površina promjera $d_1$,

$A_2 - A_1$ — površina kružnog vijenca na koju djeluje tlak $p_2$.

b) $F_2'' = p_2 \cdot (A_2 - A_1)$, (2.58)

$A_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}$ — površina promjera $d_1$,

$A_2 - A_1$ — površina kružnog vijenca na koju djeluje tlak $p_2$.

c) $F_1 = p_1 \cdot (A_1 - A_1')$. (2.59)

Rezultanta ovih triju usporednih sila upravo je aksijalna sila koja djeluje na rotor:

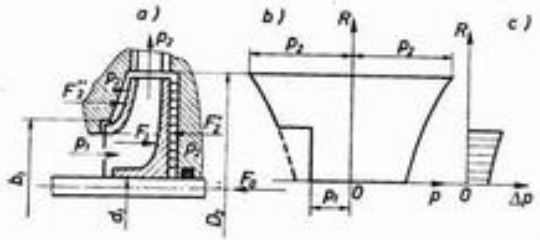
$$F_0 = F_2' - F_2'' - F_1. \tag{2.60}$$

Ako u izraz (2.60) uvrstimo izraze (2.57), (2.58) i (2.59), proizlazi:

$$F_0 = (p_2 - p_1) \cdot (A_1 - A_1') \text{ [N]}. \tag{2.61}$$

Za višestepenu centrifugalnu pumpu s brojem stupnjeva i aksijalna sila bit će:

$$F_{0i} = i \cdot F_0. \tag{2.62}$$




**Sl. 2.26 Aksijalna (osna) sila na rotoru centrifugalne pumpe**
*a* — nastanak aksijalne sile; *b* — dijagram tlakova koji prouzrokuju aksijalnu silu; *c* — dijagram rezultirajućih neizjednačenih tlakova $\Delta p$

Aksijalna sila suprotnog je smjera od smjera kojim struji tekućina u rotor. Za veće tlakove, naročito kod višestepenih pumpi, aksijalna sila može dostići vrlo velike vrijednosti. Djelovanjem aksijalne sile rotor se pomiče u smjeru te sile, pa aksijalnu silu valja izjednačiti kako bi se spriječio pomak rotora i rasteretili ležaji.

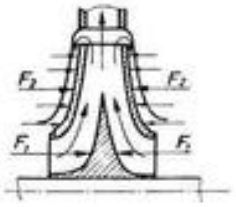
Aksijalnu silu možemo izjednačiti:

— primjenom aksijalnih, odnosno radijalno-aksijalnih ležaja,
— primjenom leđnog raspornog prstena i bušenjem otvora između leđne i usisne strane (sl. 2.21),
— naizmjeničnim zakretanjem rotora kod višestepenih pumpi u jednom i u drugom smjeru,

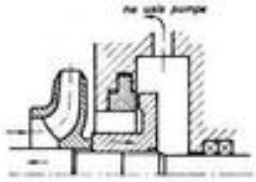
— izradom dvoulaznih rotora koji su hidraulički potpuno izjednačeni (sl. 2.27),
— ugradnjom diska ili bubnja, ili kombinacijom diska i bubnja (sl. 2.28, sl. 2.29, sl. 2.30).

Izjednačenje pomoću ležnog raspornog prstena primjenjuje se često kod jednostepenih pumpi i kod višestepenih pumpi s malim brojem stupnjeva. U ovom slučaju aksijalna sila nije potpuno izjednačena, i to zbog toga što u prostoru $A$ (sl. 2.21) djeluje nešto veći tlak od ulaznog tlaka, pa jedan dio sile mora prenositi ležaj.

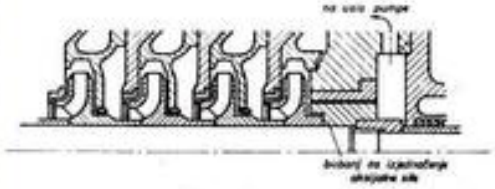
Kod višestepenih pumpi najčešće se upotrebljava disk ili bubanj ili njihova kombinacija. U tom slučaju aksijalna je sila potpuno izjednačena, a konstrukcija diska i bubnja izvodi se jednostavno.



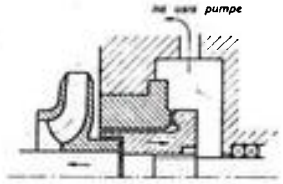

Sl. 2.27. Izjednačenje aksijalne sile izradom dvoulaznih rotora



Sl. 2.28. Disk za izjednačenje aksijalne sile



Sl. 2.29. Bubanj za izjednačenje aksijalne sile



Sl. 2.30. Kombinirano izjednačenje aksijalne sile s diskom i bubnjem

Nedostatak ove izvedbe je u povećanim volumetrijskim gubicima, a pri puštanju pumpe u rad postoji i mogućnost zaribavanja između diska ili bubnja i vratila.

Povećane volumetrijske gubitke ima i izvedba s ležnim raspornim prstenom. Zakretanje rotora u jednom i u drugom smjeru daje najbolje rješenje za izjednačenje aksijalne sile, no konstrukcija tih pumpi je skupa i primjenjuje se samo u specijalnim slučajevima.

### 2.1.8.7. *Osnovne veličine spiralnog kućišta*

Zadatak je spirale da prihvati tekućinu iz rotora ili statora i da je provede u potisni cjevovod. U spirali se, osim toga, dio kinetičke energije pretvara u tlačnu.

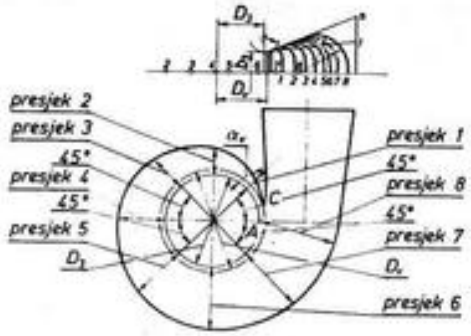
Istraživanja Stepanoffa dala su jedan od oblika presjeka spirale koji je prikazan na slici 2.31.



Odnos širina na slici 2.31:

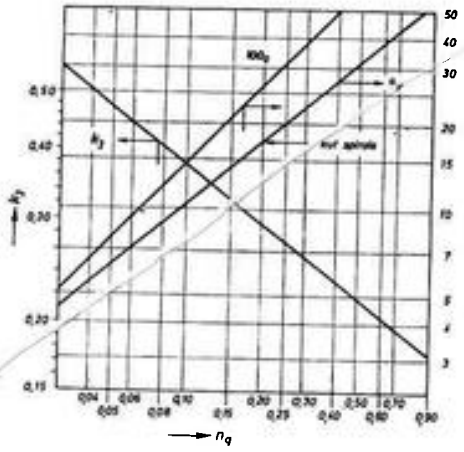
$$b_3 = (1{,}6 - 2{,}0)\, b_2, \qquad (2.63)$$

$b_3$ — širina ulaza u spiralu,
$b_2$ — širina rotora na izlazu.




Sl. 2.31. Oblik spirale kod spiralnih pumpi bez statora (Stepanoff)

Veće vrijednosti koeficijenta uz $b_2$ uzimaju se kod malih specifičnih brojeva okreta i obrnuto. Za izračunavanje pojedinih veličina spirale upotrebljavaju se u novijoj literaturi također konstante brzine tekućine u spirali ovisno o brzohodnosti pumpe prema dijagramu na slici 2.32. Tim konstantama možemo izračunati željenu veličinu.



Sl. 2.32. Konstante spirale prema Stepanoffu

Srednja brzina strujanja u svim presjecima spirale:

$$c_3 = k_3 \sqrt{2 \cdot e_p} \ [\mathrm{m\,s^{-1}}], \tag{2.64}$$

$k_3$ — koeficijent koji ovisi o $n_q$, a dobiva se iz slike 2.32,
$e_p$ — stvarna specifična energija pumpe.

Na osnovi brzine tekućine u spirali iz jednadžbe kontinuiteta izračunavamo presjek na izlazu iz spirale (presjek 8):

$$A_8 = \frac{Q_{opt}}{c_3} \ [\mathrm{m^2}]. \tag{2.65}$$

Kroz svaki drugi presjek spirale možemo izračunati protok prema izrazu:

$$Q_\varphi = Q_{opt} \cdot \frac{\varphi}{360^\circ} \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}], \tag{2.66}$$

$Q\varphi$ — količina tekućine koja protječe kroz presjek pod nekim kutom,
$\varphi$ — kut između ravnine u kojoj se nalazi presjek pravca povučenog iz središta kroz točku $A$ (sl. 2.31).

Površina presjeka:

$$A = \frac{Q_\varphi}{c_3} \ [\mathrm{m^2}]. \tag{2.67}$$

Promjer osnovnog kruga spirale $D_3$:

$$\rho = \frac{D_3 - D_2}{D_2}, \tag{2.68}$$

$\varrho$ — koeficijent koji se dobiva na osnovi $n_q$ iz dijagrama na slici 2.32,
$D_2$ — vanjski promjer rotora.

Jezičak spirale ne smije biti pretanak. Zbog toga ga pomičemo u točku $C$ (sl. 2.31) za kut $\alpha_v$, koji odabiremo prema stupnju brzohodnosti $n_q$ iz dijagrama na slici 2.32.

## 2.1.9. Konstrukcijske izvedbe i primjena centrifugalnih pumpi

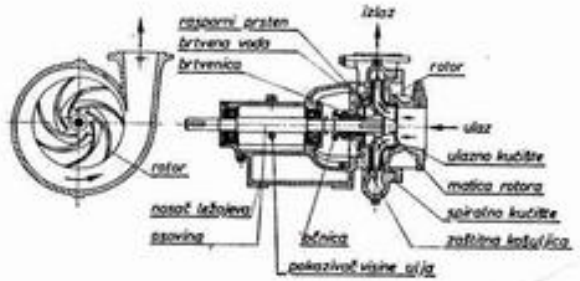
Zbog jednostavnosti mehaničkog oblika i relativno niskih troškova održavanja, turbopumpe se sve više upotrebljavaju. Porastom standarda i industrijskog potencijala, posebno procesne i kemijske industrije, potražnja turbopumpi raste iz dana u dan. Novi industrijski procesi zahtijevaju i nova postrojenja za transport tekućina, tako da posljednjih godina na tržištu susrećemo čitav niz novih modela turbopumpi. U ovom poglavlju ne možemo obuhvatiti sve vrste koje se danas primjenjuju, pa ćemo govoriti samo o onim pumpama koje se najčešće primjenjuju ili su tehnički problemi u gradnji tih pumpi i u eksploataciji takvi da o njima moramo govoriti.



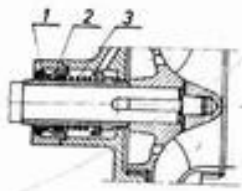
### 2.1.9.1. Pumpe opće primjene

a) *Jednostepene konzolne spiralne turbopumpe*

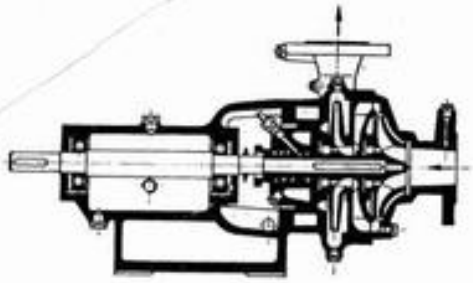
Najveći broj turbopumpi koje se danas primjenjuju čine jednostepene konzolne pumpe. Na slici 2.33. prikazana je uobičajena izvedba takve pumpe s osnovnim dijelovima rotora, spiralnim kućištem, nosačem ležaja s ležajima i vratilom. Takva se pumpa upotrebljava za čistu vodu zbog toga što se iz spirale provodi brtvena voda u brtvenicu radi hlađenja i podmazivanja. Rad s prljavom vodom nije dopušten. U brtvenicu se mora dovoditi čista voda ili vodu s kojom pumpa radi valja filtrirati. U izvedbi kao na slici 2.34, brtvenica se sastoji od jednog prstena koji klizi po drugom prstenu koji miruje i tako sprečava protjecanje tekućine. Jedan prsten je od materijala koji je samopodmaziv (grafit pomiješan s raznim umjetnim masama i sl.). Vratilo je poduprto s dva kuglična, valjkasta ili klizna ležaja, koji se u pravilu podmazuju uljem. Ono se nalazi u nosaču ležaja, a najveća dozvoljena visina ulja je do polovice donje kuglice. Rotor je konzolno smješten na vratilu i ima aksijalan ulaz tekućine (sl. 2.33). Konzolna izvedba turbopumpi može služiti i za dobavu tople i vruće vode (sl. 2.35), time što se brtvenica mora hladiti ako je temperatura vode viša od 100°C. Ako temperatura vode prijeđe 150°C, potrebno je hladiti i ležaje. Za tekućine čija je temperatura viša od 250°C primjenjuju se posebne pumpe.




**Sl. 2.33. Jednostepena konzolna centrifugalna pumpa uobičajene izvedbe**

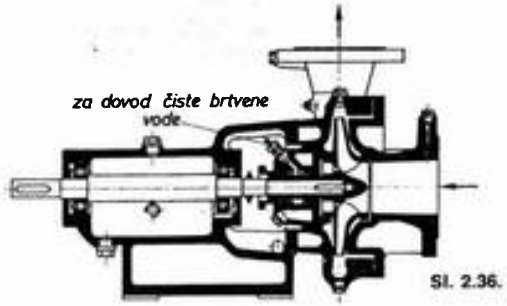



**Sl. 2.34. Mehanička brtvenica**
1 — mirujući brtveni prsten od samopodmazivog materijala; 2 — rotirajući prsten od specijalnog čelika; 3 — opruga



**Sl. 2.35. Jednostepena centrifugalna konzolna pumpa sa hlađenjem brtvenica («Jugoturbina»)**

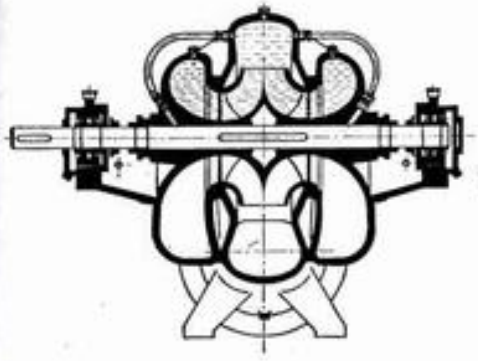
Konzolno se mogu izvoditi i dvostepene pumpe (sl. 2.36), naročito pogodne za transport kondenzata za male jedinice u termoelektrani. Kod tih pumpi rotor se izvodi s nešto većom brzohodnošću (specifičnim brojem okreta), pa tako dobijemo veću usisnu visinu. Ako pumpa radi kao kondenzatna, ulaz na prvom rotoru mora biti posebno oblikovan.



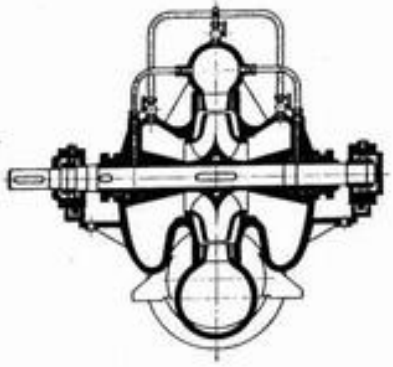

**Sl. 2.36. Dvostepena centrifugalna konzolna pumpa («Jugoturbina»)**

b) *Dvostrujne (dvoulazne) centrifugalne pumpe*

Na slici 2.37. prikazana je dvoulazna horizontalna pumpa s horizontalnim dijeljenim kućištem. Ove pumpe postižu veće usisne visine i veće stvarne specifične energije. Osobito su pogodne za održavanje jer se bez demontaže pumpe sa cjevovoda može izvršiti pregled i remont rotora i svih rotirajućih dijelova. Aksijalna sila hidraulički je potpuno izbalansirana, a ulazni dio kućišta posebno je oblikovan. Zbog pojave velikih radijalnih sila i mirnijeg rada, ove se pumpe izvode sa statorom (sl. 2.38).



**Sl. 2.37. Dvoulazna centrifugalna pumpa**



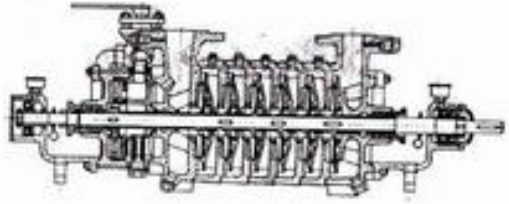
**Sl. 2.38. Dvoulazna centrifugalna pumpa sa statorom i spiralom (Halberg)**

Na novijim velikim tankerima za transport tekućeg tereta pri ukrcavanju i iskrcavanju upotrebljavaju se tzv. *kargo-pumpe*, u dvoulaznoj izvedbi s mehaničkim brtvljenjem.



c) *Višestepene pumpe*

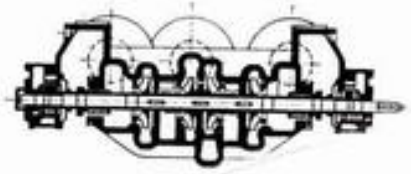
Pumpe opće primjene koje dovode tekućinu na veće visine dobave izrađuju se u višestepenoj izvedbi, najčešće u sekcijama (sl. 2.39). To znači da se vanjska kućišta sastoje od segmenata — sekcija koje su radijalno dijeljene i slažu se jedna uz drugu (onoliko koliko pumpa ima stupnjeva) time što se iza posljednjeg rotora nalazi izlazno kućište.



**Sl. 2.39. Višestepena sekcijska centrifugalna pumpa za više tlakove**

Za izjednačenje aksijalne sile može poslužiti disk, bubanj ili se sila izjednačuje pomoću ležnog raspornog prstena. Pri dobavi nečiste vode povoljniji su rasporni prstenovi jer je disk, pa donekle i bubanj, prilično osjetljiv na prljavštinu.

Spiralne višestepene pumpe (sl. 2.40) jednostavnije su za održavanje. Kućište je dvodijelno, pa je moguć lagan pristup rotirajućim dijelovima.



**Sl. 2.40. Spiralna višestepena pumpa**

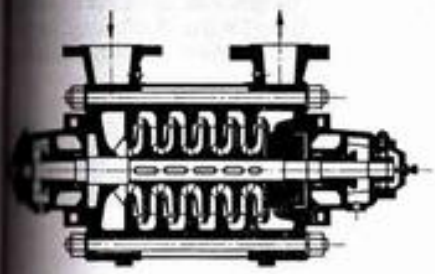
Aksijalna sila izjednačava se montiranjem rotora na vratilu pumpe tako da je ulaz tekućine u rotore u suprotnom smjeru. Broj rotora okrenutih usisnom u jednom i u drugom smjeru uvijek je jednak. Veća usisna visina može se postići ugradnjom prvog rotora u dvoulaznoj izvedbi. U normalnoj izvedbi višestepenih pumpi kućišta se izrađuju od sivog lijeva, a rotorska i statorska kola od sivog lijeva, bronce i čelika.

### 2.1.9.2. Centrifugalne pumpe za specijalne namjene

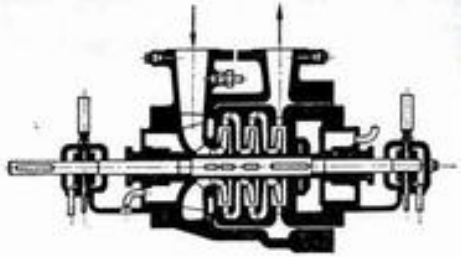
a) *Napojne pumpe*

Kod tih se pumpi uz hidrauličke probleme javlja i problem visokih temperatura (250°C), iz čega slijede toplinska naprezanja i problemi velikih stvarnih specifičnih energija (30 000 J kg$^{-1}$). Mehanička su naprezanja kod tih pumpi vrlo visoka. Proizlaze iz hidrauličkih sila kao rezultat visokih tlakova. Danas se, uglavnom, primjenjuju tri tipa napojnih pumpi.

*Sekcijske pumpe* (sl. 2.41) upotrebljavaju se za manje dobave i stvarne specifične energije.



Sl. 2.41. Višestepena sekcijska pumpa (»Jugoturbina«)

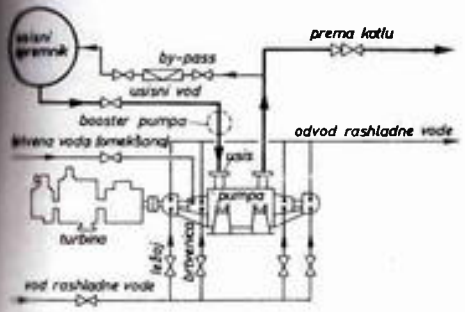


Sl. 2.42. Napojna pumpa s plaštem (»Jugoturbina«)

Pri višim temperaturama i tlakovima najčešće se izvode napojne *pumpe s plaštem* (sl. 2.42). Plašt je povoljniji i bolje odolijeva visokim toplinskim i mehaničkim naprezanjima. Za obje izvedbe aksijalna sila izjednačuje se kombinacijom diska i klipnja.

U SAD upotrebljavaju se *spiralne višestepene pumpe* (sl. 2.40). Pri velikim visinama dobave, s normalnim brojem okreta, dobivamo veliki broj stupnjeva, a time vrlo dugačke konstrukcije. U tom slučaju dolazi do vrlo neugodnih pojava (dilatacije, vibracije, pregiba i sl.) koje nastojimo izbjeći. Zbog toga te pumpe često rade s povišenim brojem okreta što se postiže tako da im je pogon na turbine ili na elektromotore s upotrebom multiplikatora. Povećani broj okreta zahtijeva veće usisne visine ili ugradnju pomoćnih pumpi (buster-pumpi). Pri projektiranju treba predvidjeti sekundarni krug (bajpas) da bi se izbjegao rad pri nultoj dobavi. Ako kroz pumpu nema protoka temperatura vode brzo poraste na temperaturu isparavanja i tada dolazi do vrlo snažnih vibracija.

Na slici 2.43. prikazana je uobičajena shema ugradnje napojne centrifugalne pumpe. Kod većih jedinica uvodi se centralno podmazivanje ležaja pomoću vlastitog sustava ili priključkom na sustav podmazivanja turbine.



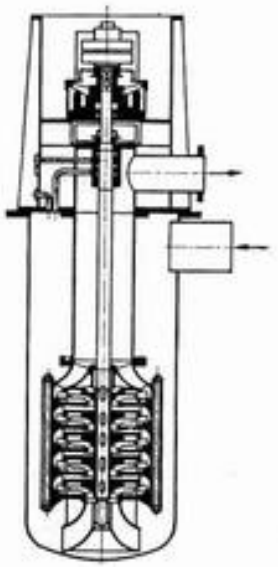

Sl. 2.43. Shema ugradnje napojne centrifugalne pumpe

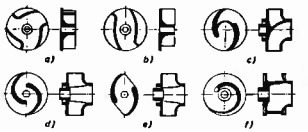


b) *Kondenzatne pumpe*

Zbog svoje konstrukcije kondenzatne pumpe su specifične pumpe. Proizvod kondenzacije — kondenzat ima visoku temperaturu (40°C do 70°C) i niski tlak u donjem spremniku (kondenzator u kojem je podtlak). Zbog toga usisna visina kondenzatnih pumpi mora biti negativan, tj. pumpa se mora smjestiti ispod kondenzatora.

Zbog visoke temperature kondenzata te su pumpe jače izložene kavitaciji. Kondenzatne pumpe najčešće se izvode kao vertikalne pumpe (sl. 2.44).





Sl. 2.45. Oblici rotora za transport krutih tvari

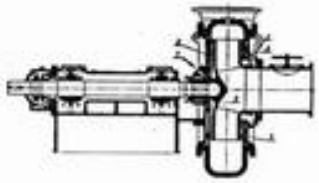
Sl. 2.44. Kondenzatna centrifugalna pumpa u vertikalnoj izvedbi

c) *Pumpe za transport krutih tvari*

Razlika između tih pumpi i pumpi za transport tekućih tvari uglavnom je u obliku rotora i spiralnog kućišta. Rotor mora biti izveden tako da se ne može začepiti. Ako krute tvari zbog velikih brzina protjecanja djeluju abrazivno, rotor mora biti dimenzioniran tako da je otporan na abraziju. Ti su zahtjevi doveli do novih oblika rotora koji zadovoljavaju spomenute kriterije (sl. 2.45). Iz slike se vidi izvedba pumpi s trokanalnim rotorom (*a*), s dvokanalnim rotorom (*b*), i dvokanalnim rotorom s kružnom leđnom stazom (*c*) i sa specijalno oblikovanim lopaticama (*d*), (*e*) i (*f*).

Osim razlike u konstrukciji rotora, te se pumpe razlikuju i u konstrukciji spirale. Spirale su polukružnog presjeka s velikom zračnošću između rotora i zida spirale. Presjeci tih spirala su 10 do 30% veći od presjeka normalnih spirala (za istu snagu i broj okreta pumpe), ovisno o gustoći materije koja se dobavlja. Visina dobave ovih pumpi je oko 15% manja od visine dobave običnih pumpi. Pumpe za transport krutih tvari rade se u vertikalnoj i horizontalnoj izvedbi.

Posebna pažnja u građevinarstvu, pomorstvu i u riječnoj plovidbi posvećuje se pumpama za transport pijeska (sl. 2.46). Riječ je o abrazivnoj materiji pomiješanoj s vodom. Rotori su oblikovani tako da u njima brzine budu što manje, a da se pri tome krute tvari ne talože. Da bi im se produžila trajnost, lopatice rotora znatno su odebljane i na ulazu zaobljene. U brtvenice se dovodi čista voda kroz otvor (1)



**Sl. 2.46. Pumpa za transport pijeska («Jugoturbina»)**

da bi se onemogućio pristup prijeska. Radi zaštite prednjeg raspornog prstena u rotor $A$ također se dovodi voda za ispiranje, čiji tlak mora biti veći od tlaka koji stvara pumpa. Pri iskorištavanju tih pumpi pokazalo se da su najveća trošenja na bokovima kućišta. Zbog toga se uz rotor postavljaju zaštitne ploče (2), koje se mogu lako zamijeniti. Da bi se spriječio prodor pijeska između rotora i ploče 2, na rotor se ugrađuju ledne lopatice (3). Brtvena voda i voda za ispiranje moraju biti čiste, jer se tako još više sprečava prodor pijeska između rotora i zaštitnih ploča. Zbog velikih zakretnih momenata nosač ležaja mora biti masivan i krut.

Osim navedenih konstrukcija, postoji niz pumpi za različite namjene i uvjete rada.

## 2.1.10. Ispitivanje centrifugalnih pumpi

U serijskoj proizvodnji centrifugalnih pumpi provode se *kontrolna ispitivanja* koja obuhvaćaju kontrolu mehaničkog rada pumpe i moguću kontrolu optimalne kočke pumpi. Ispitivanje izvodi proizvođač. Primopredaja ispitivanja koja služe za kontrolu ugovorenih vrijednosti provode zajednički proizvođač i kupac. To je ili ugovoren način ispitivanja ili se ta ispitivanja provode u nas prema propisima (DIN 1944), gdje se provjeravaju garantirane vrijednosti: količina dobave, stvarna specifična energija, snaga i stupanj djelovanja.

Kada je riječ o velikim pumpnim jedinicama, za koje bi izrada pumpe u prirodnoj veličini bila preskupa, ispituje se model. Po pravilu model je manjih dimenzija, a rezultati dobiveni na modelu proračunavaju se tako da se uzme u obzir faktor smanjenja modela prema originalu.

Da bi se ta proračunavanja mogla izvršiti, osim geometrijske sličnosti, moraju biti slični i trokuti brzina na modelu i izvedbi pumpe.

Ako smanjenje nije preveliko, hidraulički i volumetrijski stupanj djelovanja je i na modelu i na originalnoj pumpi približno jednak.

Ako promijenimo dimenzije pumpe za $f$, tj.

$$\frac{D_m}{D} = f, \tag{2.69}$$



a zadržimo istu stvarnu specifičnu energiju i za model i za original, onda će se parametri pumpe promijeniti:

$$\frac{e_{pm}}{e_p} = 1, \tag{2.70}$$

$$\frac{n_m}{n} = \frac{Q_m}{Q} = f^3, \tag{2.71}$$

$$\frac{P_m}{P} = f^5. \tag{2.72}$$

Zadržimo li iste dimenzije, a mijenjamo broj okreta, parametri se pumpe odnose kao:

$$\frac{Q_m}{Q} = \frac{n_m}{n}, \tag{2.73}$$

$$\frac{e_{pm}}{e_p} = \left(\frac{n_m}{n}\right)^2, \tag{2.74}$$

$$\frac{P_m}{P} = \left(\frac{n_m}{n}\right)^3. \tag{2.75}$$

Kombiniranjem izraza (2.67), (2.68), (2.74), (2.70), (2.71), (2.72) i (2.73) dobivaju se jednadžbe za općeniti slučaj sličnosti:

$$\frac{Q_m}{Q} = f^3 \cdot \left(\frac{n_m}{n}\right), \tag{2.76}$$

$$\frac{e_{pm}}{e_p} = f^2 \cdot \left(\frac{n_m}{n}\right)^2, \tag{2.77}$$

$$\frac{P_m}{P} = f^5 \cdot \left(\frac{n_m}{n}\right)^3. \tag{2.78}$$

### 2.1.10.1. Mjerenje stvarne specifične energije pumpe

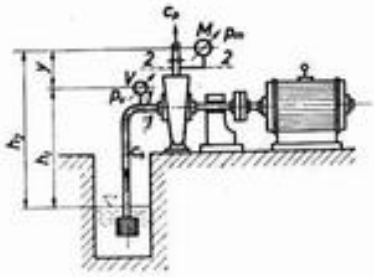
Za mjerenje je potrebno imati vakuumometar i manometar. Vakuumometar $V$ postavlja se na usisni priključak, a manometar $M$ na potisni priključak (sl.2. 47).

Specifična energija na ulazu u pumpu (presjek 1 — 1 sl. 2.47):

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot h_1, \tag{2.79}$$

Specifična energija na izlazu iz pumpe (presjek 2 — 2, sl. 2.47):

$$e_2 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_p^2}{2} + g \cdot h_2. \tag{2.80}$$



**Sl. 2.47. Raspored instrumenata pri ispitivanju stvarne specifične energije centrifugalne pumpe**

Budući da je

$$p_1 = p_0 - p_v,$$

$$p_2 = p_0 + p_m \quad \text{i}$$

$h_2 - h_1 = y$, može se pisati:

$$e_1 = \frac{p_0 - p_v}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot h_1,$$

$$e_2 = \frac{p_0 + p_m}{\rho} + \frac{c_p^2}{2} + g \cdot h_2,$$

Razlika specifičnih energija na izlazu i ulazu u pumpu je stvarna specifična energija.

$$e_p = e_2 - e_1 \tag{2.81}$$

$$e_p = \frac{p_m - p_v}{\rho} + \frac{c_p^2 - c_s^2}{2} + g \cdot y \ [J\,kg^{-1}]. \tag{2.82}$$

U jednadžbi (2.81) može se zanemariti prirast potencijalne i kinetičke energije, pa se dobiva

$$e_p = \frac{p_m - p_v}{\rho} \ [J \cdot kg^{-1}), \tag{2.83}$$

$p_m$ [ Pa ] — tlak izmjeren na izlazu iz pumpe (manometrom),
$p_v$ [ Pa ] — tlak izmjeren na ulazu u pumpu (vakuumometrom),
$\varrho$ [ kg m$^{-3}$ ] — gustoća radne tekućine.



### 2.1.10.2 *Mjerenje količine dobave*

Količina dobave se može izmjeriti:

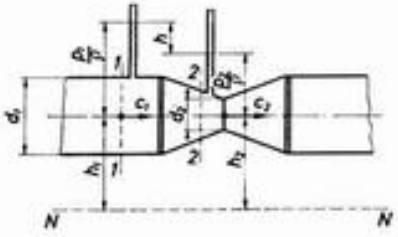
— Venturijevim vodomjerom,
— baždarenom posudom,
— sapnicom.

Opisat ćemo ispitivanje količine dobave Venturijevim vodomjerom. Prema slici 2.48, za presjeke 1 — 1 i 2 — 2, Bernoullijeva jednadžba glasi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot h_2. \tag{2.84}$$

U odnosu prema ravnini mjerenja $N$-$N$, geometrijske visine $h_1$ i $h_2$ su jednake tj. $h_1 = h_2$, pa slijedi:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \tag{2.85}$$



**Sl. 2.48. Shema Venturijevog vodomjera za ispitivanje količine dobave centrifugalne pumpe**

Jednadžba kontinuiteta za presjeke 1 — 1 i 2 — 2:

$$A_1 \cdot c_1 = A_2 \cdot c_2,$$

Brzina strujanja na presjeku 1 — 1 bit će:

$$c_1 = c_2 \cdot \frac{A_2}{A_1}.$$

Ako u izraz (2.83) uvrstimo vrijednost za brzinu $c_1$, dobijemo:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2\left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}{2} \tag{2.86}$$

Kada se s ljestvice piezometra očita razlika visina $h$, može se pisati:

$$p_1 - p_2 = g \cdot \rho \cdot h. \tag{2.87}$$

Iz izraza (2.84) i (2.85) može se odrediti brzina $c_2$:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \ [\mathrm{m\,s^{-1}}], \tag{2.88}$$

Brzina strujanja u vodomjeru manja je za veličinu otpora trenja i iznosi:

$$c_2' = \mu \cdot c_2.$$

$\mu$ — koeficijent otpora protoka vodomjera,
$\mu = 0{,}985$ — za nove vodomjere,
$\mu = 0{,}98$ — za upotrebljavane vodomjere.

Za poznati poprečni presjek vodomjera $A_2$ i stvarne brzine protjecanja $c_2$ odredi se protok kroz vodomjer:

$$Q = c_2' \cdot A_2,$$

$$Q = \mu \cdot c_2 \cdot A_2 \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}]. \tag{2.89}$$

Istovremeno se mjerenjem stvarne specifične energije $e_p$ dobave $Q$ mjeri i snaga na spojci pumpe $P_s$. Iz omjera korisne snage i snage na spojci odredi se stupanj djelovanja pumpe:

$$\eta = \frac{P_k}{P_s},$$

$$\eta = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{P_s} \tag{2.90}$$

## 2.1.11. Centrifugalne pumpe u radu

### *2.1.11.1. Sprezanje centrifugalnih pumpi*

Dvije ili više centrifugalnih pumpi, već prema potrebi, sprežu se paralelno ili serijski na zajednički potisni cjevovod. U takvim slučajevima određuje se zajednička karakteristika svih spregnutih pumpi koje rade bilo u paralelnoj, bilo u serijskoj vezi.

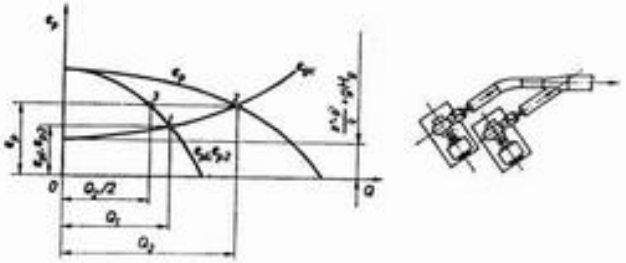
a) Paralelno sprezanje pumpi

Kada se pumpe paralelno sprežu, zajednička karakteristika se dobiva zbrajanjem apscisa karakteristika svih pumpi koje se priključju na zajednički cjevovod.

Na primjer, za dvije jednake pumpe koje rade u paralelnoj vezi nacrtana je zajednička karakteristika na slici 2.49. Sa $e_{p1}$ i $e_{p2}$ označena je karakteristika svake pumpe kada radi pojedinačno, a sa $e_p$ zajednička karakteristika obiju pumpi u radu. Samo jedna pumpa radit će s protokom $Q_1$ i sa stvarnom specifičnom energijom $e_{p1}$, što odgovara radnoj točki 1, (sjecište karakteristike cjevovoda i karakteristike pumpe). Kada obje pumpe rade zajedno, radna točka bit će u 2, tj. u sjecištu karakteristike cjevovoda $e_{gc}$ i zajedničke karakteristike pumpi.



U zajedničkom radu pumpe daju protok $Q_2$ i rade sa stvarnom specifičnom energijom $e_{p2}$. Pojedinačno svaka pumpa daje protok $Q_2/2$ koji je manji od $Q_1$, tj. manji od protoka koji daje svaka pumpa kada samostalno radi. U paralelnom radu svaka pumpa posebno ima radnu točku u 3.

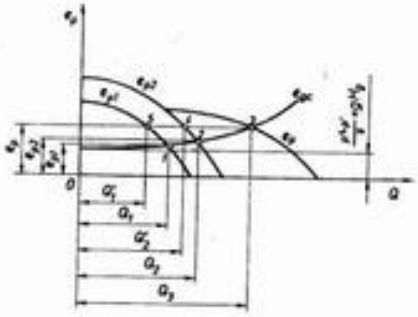


Sl. 2.49. Paralelna veza dviju jednakih pumpi

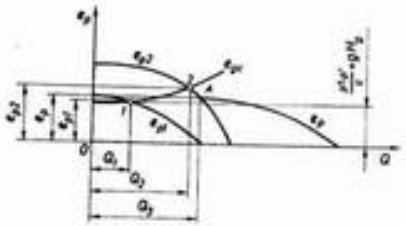
Dvije ili više pumpi različitih karakteristika mogu se spregnuti paralelno na zajednički cjevovod $e_{gc}$ samo kada dobivena radna točka pokaže da je takva veza moguća. Na primjeru, na slici 2.50. nacrtane su karakteristike $e_{p1}$ i $e_{p2}$ dviju različitih pumpi, a $e_p$ je njihova zajednička karakteristika. Točka 3 radna je točka kad obje pumpe rade zajedno dajući protok $Q_3$ pri stvarnoj specifičnoj energiji $e_p$.

Veličine $Q_1$ i $Q_2$ protoci su pumpi kada svaka pumpa radi sama, a $Q_1'$ i $Q_2'$ odgovarajući protoci svake pumpe kada rade zajedno. Zajednički je protok:

$$Q_3 = Q_1' + Q_2' < Q_1 + Q_2. \tag{2.91}$$



Sl. 2.50. Dvije pumpe različitih karakteristika u paralelnoj vezi



Sl. 2.51. Dvije pumpe različitih karakteristika koje se ne mogu paralelno vezati

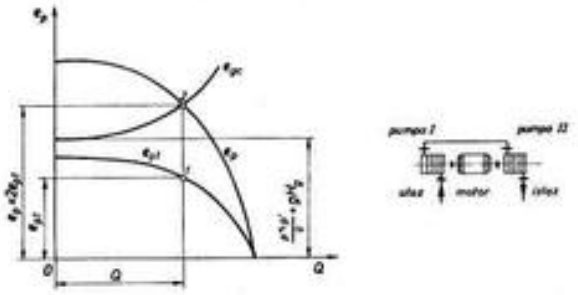
Takva je veza moguća za razliku od veze prikazane na slici 2.51 gdje je radna točka 1, pumpe s karakteristikom $e_{p2}$, ujedno radna točka kad obje pumpe rade zajedno. U tom slučaju pumpe s karakteristikom $e_{p1}$ ne samo što neće slati tekućinu u cjevovod, nego će se kroz nju tekućina vraćati iz cjevovoda, jer je njezina maksi-

malna stvarna specifična energija manja od stvarne specifične energije $e_{p2}$ koja odgovara radnoj točki 2. Motor pumpe s karakteristikom $e_{p1}$ bit će preopterećen, a može biti i oštećen! Treba napomenuti da se paralelno mogu sprezati samo pumpe sa stabilnom karakteristikom.

b) Serijsko sprezanje pumpi

Serijski se sprežu centrifugalne pumpe onda kada je potrebno postići vrlo veliku stvarnu specifičnu energiju. Zajednička karakteristika pumpi spegnutih u seriju dobiva se zbrajanjem ordinata karakteristika svih pumpi koje se sprežu u seriji (sl. 2.52) za dvije jednake pumpe. Krivulja $e_p$ je zajednička karakteristika pumpi kojih su karakteristike krivulje $e_{p1}$. Stvarna specifična energija $e_p$ pumpi u zajedničkom radu jednaka je zbroju stvarnih specifičnih energija svake pumpe posebno, tj.

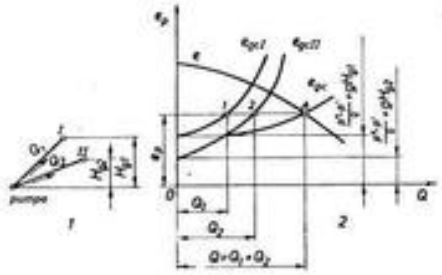
$$e_p = 2\, e_{p1}. \tag{2.92}$$



Sl. 2.52. Serijska veza dviju jednakih pumpi

c) Dva paralelna cjevovoda

Radna točka pumpe koja istodobno šalje tekućinu u dva ili više cjevovoda nalazi se u sjecištu karakteristike pumpe i zajedničke karakteristike obaju cjevovoda. Zajednička karakteristika cjevovoda dobiva se zbrajanjem apscisa karakteristika svih cjevovoda koji su priključeni pumpi. Na slici 2.53. shematski su nacrtana dva cjevovoda (I i II). Zajednička karakteristika obaju cjevovoda je krivulja $e_{gc}$.



Sl. 2.53. Pumpa istovremeno vezana na dva paralelna cjevovoda



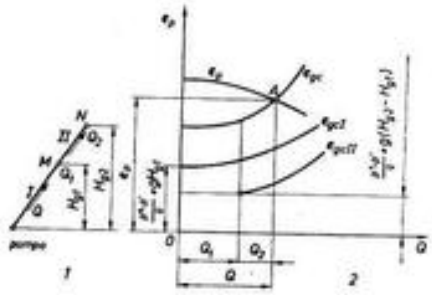
Točka $A$ je radna točka pumpe, $Q$ je količina tekućine koju pumpa šalje u oba cjevovoda u jedinici vremena, a $e_p$ je stvarna specifična energija pumpe. Ukupna količina tekućine jednaka je:

$$Q = Q_1 + Q_2, \tag{2.93}$$

$Q_1$ — količina tekućine koja se dovodi cjevovodom I,
$Q_2$ — količina tekućine koja se dovodi cjevovodom II.

d) Dva cjevovoda u serijskoj vezi

Na slici 2.54. shematski su prikazana dva cjevovoda vezana u seriju. Cjevovod I ide od pumpe do točke $M$ s geodetskom visinom $H_{g1}$ i kroz njega prolazi cijela količina tekućine $Q$ koju pumpa transportira. U točki $M$ oduzima se određena količina tekućine $Q_1$, a ostatak tekućine $Q_2$ odlazi kroz cjevovod II u točku $N$ čija je geodetska visina $H_{g2}$. Radna točka pumpe u takvom postrojenju dobiva se kao i u slučaju paralelnih cjevovoda, tj. u sjecištu zajedničkih karakteristika cjevovoda $e_{gc}$ i karakteristike pumpe $e_p$ (sl. 2.54).



Sl. 2.54. Dva cjevovoda u serijskoj vezi

Ovdje je zajednička karakteristika cjevovoda zbroj ordinata karakteristika svih cjevovoda u postrojenju (sl. 2.54. cjevovoda I i II). Izlomljena krivulja $e_{gc}$ zajednička je karakteristika obaju cjevovoda, a točka $A$ je radna točka pumpe. Pumpa daje protok $Q = Q_1 + Q_2$ pri stvarnoj specifičnoj energiji $e_p$ ($Q_2$ je količina tekućine koja prolazi kroz cjevovod II).

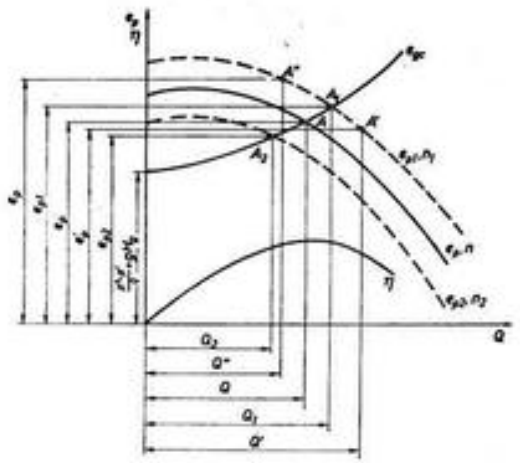
### 2.1.11.2. Regulacija dobave centrifugalnih pumpi

Iako se pumpa projektira za nominalan režim rada, tj. računa se s dobavom stvarnom specifičnom energijom i stupnjem djelovanja koji odgovaraju radnoj točki pumpe pri utvrđenom broju okreta, u praksi se često javlja potreba da se od tog režima odstupa. Zbog toga se dobava regulira na dva najčešće primjenjivana načina:

— promjenom broja okreta
— prigušivanjem pomoću zapornih elemenata.

a) Regulacija promjenom broja okreta

Promjenom broja okreta rotora pumpe mijenja se dobava i karakteristika pumpe, dok karakteristika cjevovoda ostaje ista (sl. 2.55).



**Sl. 2.55. Dijagram Q—e kod reguliranja dobave pumpe promjenom broja okreta**

Za poznatu karakteristiku pumpe $e_p$ pri $n$ okreta može se na osnovi zakona sličnog rada dobiti nova karakteristika za drugi broj okreta (veći ili manji od nominalnog broja okreta).

Iz sličnosti rada pumpe za iste dimenzije pumpe dobit će se radna točka $A'$, slična radnoj točki $A$ pumpe.

Iz odnosa:

$$\left(\frac{n}{n_1}\right)^2 = \frac{e_p}{e'_p} \quad \text{slijedi } e'_p = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \cdot e_p, \text{ a iz}$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n_1}{n} \quad \text{slijedi } Q' = \frac{n_1}{n} \cdot Q.$$

Koordinate točke $A'$ su $Q'$ i $e'_p$ (sl. 2.55).

Određivanjem više sličnih točaka dobit će se nova karakteristika pumpe $e_{p1}$ za $n_1$ okreta.

Stvarna specifična energija $e_{p1}$ za uvjetovanu dobavu $Q_1$ pri broju okreta $n_1$ odredi se iz odnosa:



$$\left(\frac{n}{n_1}\right)^2 = \frac{e_p}{e_{p1}}, \text{ odakle slijedi } e_{p1} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \cdot e_p.$$

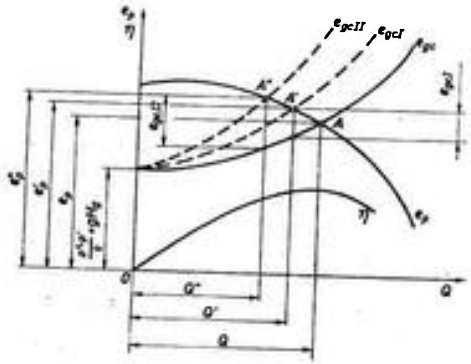
Radna točka $A_1$ nalazi se u sjecištu nove karakteristike pumpe $e_{p1}$ i karakteristike cjevovoda $e_{gc}$.

Istim postupkom odredit će se i nova karakteristika $e_{p2}$ za manji broj okreta, $n_2$, a radna točka $A_2$ nalazit će se u sjecištu karakteristike $e_{p2}$ i karakteristike cjevovoda $e_{gc}$.

b) Regulacija protoka prigušivanjem

Regulacija protoka prigušivanjem pomoću zasuna ili ventila u potisnom cjevovodu, primjenjuje se u postrojenjima u kojima pumpa svladava veće geodetske visine (pumpa u rudarstvu i sl.) Bitno je pro ovom načinu reguliranja da se prigušivanjem pomoću zasuna promijeni karakteristika cjevovoda.

Nominalnom režimu rada pumpe odgovara dobava $Q$ (sl. 2.56). Radnoj točki $A$ odgovara karakteristika cjevovoda $e_{gc}$I.



**Sl. 2.56. Dijagram Q—c kod reguliranja dobave pumpe prigušivanjem**

Zbog prigušivanja promijenit će se karakteristika cjevovoda. Neka tom novom položaju odgovara karakteristika cjevovoda II, a pumpi nova radna točka $A'$ i njome uvjetovan smanjen protok $Q'$. Za razliku od regulacije promjenom broja okreta, ovaj način reguliranja, iako vrlo jednostavan, nije ekonomičan. Dajući protok $Q'$, očito je da stvarna specifična energija nije ostala ista već se povećala i iznosi $e_p$. Ta povećana ukupna stvarna specifična energija nastala je zbog povećanog hidrauličkog gubitka $e_{gc}$I poslije prvog prigušivanja.

Ako bi se nastavilo s prigušivanjem, i postigao, na primjer, protok $Q''$, gubici bi bili još veći, pa bi i stvarna specifična energija pumpe bila veća.

Mogli bismo zaključiti da je ovaj način reguliranja neekonomičan, jer se energija troši na svladavanje dopunskih povećanih hidrauličkih otpora trenja. Pa ipak, zbog jednostavnosti, često se upotrebljava.

### 2.1.11.3. Puštanje centrifugalnih pumpi u rad

Centrifugalne pumpe mogu povući tekućinu samo kada su potopljene. Zato se pumpa i usisna cijev prethodno moraju napuniti tekućinom. Postoji više načina za punjenje pumpe, tj. usisne cijevi, tekućinom, ali se uglavnom primjenjuje:

— neposredno punjenje tekućinom iz vanjskog izvora,
— posredno punjenje, izvlačenjem, usisavanjem zraka iz usisne cijevi pumpe tako da tekućina ulazi pod djelovanjem atmosferskog tlaka kroz usisnu cijev u pumpu.

Male centrifugalne pumpe obično se pune tekućinom neposredno, najčešće ručno. Zatvara se zasun u odvodnoj (potisnoj) cijevi, a otvore se pipci za punjenje tekućinom i pipci za ispuštanje zraka. Ponekad postoji samo jedan pipac koji služi i za punjenje i za ispuštanje zraka. Tekućina se lijeva kroz lijevak dok ne izbije kroz pipac na zrak. Tada se rukom polako okrene vratilo nekoliko puta da bi se izbacio zrak iz »džepova« u radnom kolu.

Kada se pipci zatvore, uključivanjem motora pušta se pumpa u rad. Kada je na manometru vidljivo da pumpa radi s određenim tlakom, postupno se otvara zasun u dovodnoj cijevi dok se ne uspostavi normalna dobava. Kod višestepenih pumpi potrebno je otvoriti sve pipce za ispuštanje zraka.

Ako se protok regulira promjenom broja okreta, zasun se posve otvori, a broj okreta se povećava dok pumpa ne daje željeni protok.

Centrifugalne pumpe puštaju se u rad pri zatvorenom zasunu, odnosno ventilu, jer troše najmanju snagu kada rade »na prazno«, tj. kada su pune tekućine, a odvodna cijev je zatvorena. Protok je pri tome jednak $O$, a energija koja se dovodi troši se uglavnom na održavanje strujanja koje nastaje u samoj pumpi. Čim se zasun počne otvarati, rastu protok i snaga, a najveća vrijednost snage pripada radu s najvećim protokom kada je napor jednak $O$. Ta je snaga ponekad mnogo veća od snage koju pumpa uvjetuje za rad pri naporu i protoku za koji je načinjena, pa valja paziti da se motor ne preopteretí. Naročito su osjetljivi elektromotori, jer se automatski isključuju iz pogona čim struja prijeđe neku određenu granicu. Ako je otvoren zasun na pozitivnom vodu, može se dogoditi da se centrifugalna pumpa uopće ne može uključiti u rad zbog automatskog isključivanja motora. Treba napomenuti da pumpe ne smiju raditi duže vrijeme pri zatvorenom zasunu, jer će se tekućina grijati, što može imati neželjene posljedice za pumpu. Isto tako ne smije se dopustiti da pumpa radi bez tekućine, jer će se pregrijati brtvila.

Velike centrifugalne pumpe s uređajima za izbacivanje zraka puštaju se u rad također pri zatvorenom zasunu. Kada se zasun zatvori, pušta se u rad vakuumpumpa ili ejektor, već prema tome što je ugrađeno, i otvara zračni ventil na kućištu. Kada vodomjerno staklo pokaže da je kućište pumpe puno tekućine, zaustavlja se vakuumpumpa i pumpa pušta u pogon. Čim tlak dostigne određenu vrijednost, što pokazuje manometar, zasun se polagano zatvara.

Ako je pumpa nova, potrebno je, sve dok ne proradi potpuno promatrati manometar da se vidi istječe li tekućine ravnomjerno iz pumpe. Istodobno treba provjeriti zagrijavanje brtvila. Ako se brtvila pregrijavaju, treba popuštati pritezne matrice, a ako su brtvila potpuno hladna, polako ih treba pritezati. Postoje li klizni ležaji, valja provjeriti da li se prsteni okreću. Kod višestepenih pumpi s klipom za kompenziranje aksijalne sile, potrebno je provjeriti da li voda slobodno otječe.



*Zaustavljanje pumpe*

Centrifugalne pumpe isključuju se iz pogona tako da se prvo postupno zatvara zasun na potisnoj cijevi i čim to, kroz pumpu prestane, isključi se pogonski stroj. Ako postoji optočni vod, najprije se on otvori, zatim zatvori zasun za optočni vod i potom isključi motor. Ako je hladno, valja isključiti pumpu iz pogona i ispustiti vodu iz pumpe i cjevovoda da se voda ne smrzne te razori pumpu i cjevovod.

*Ponovno puštanje pumpe u rad*

Kada je potisna cijev puna tekućine, može se kod malih pumpi malo otvoriti zasun i tekućina će ispuniti pumpu. Pri tome se moraju otvoriti pipci za ispust zraka. Optočni vod služi također u tu svrhu. Ako pumpa nije dugo radila, prije puštanja u rad valja je rukom okrenuti.

### 2.1.11.4. Uzroci lošeg rada pumpe

a) *Ako pumpa puštena u rad ne šalje tekućinu u odvodnu cijev*, moguće je da:

— pumpa i usisna cijev nisu napunjene tekućinom,
— pogrešan je smjer okretanja rotora,
— velika usisna ili potisna visina,
— suviše je mali broj okreta pumpe.

b) *Ako pumpa šalje tekućinu u potisni vod, ali u nedovoljnoj količini*, mora se:

— ispitati jesu li rešetka na usisnoj košari ili usisna cijev začepljene,
— ispitati prodire li zrak u pumpu na mjestima gdje je sastavljena usisna cijev ili kroz brtvila, što se može ustanoviti pažljivim istraživanjem spojeva pomoću sapuna ili ulja. (Propuštanje zraka za 1% volumena tekućine može smanjiti protok za 10%, a propuštanje 8 ÷ 10% zraka dovodi do prekida rada pumpe.)
— provjeriti da li je usisna košara, tj. usisna cijev dovoljno uronjena u tekućinu,
— provjeriti jesu li usisna ili potisna visina veće od predviđene,
— provjeriti da li je broj okreta pumpe nominalan.

c) *Radi li pumpa s nedovoljnim tlakom*, uzrok može biti:

— nedovoljno velik broj okreta,
— zrak u vodi (tekućini),
— oštećen rotor ili premali promjer rotora.

d) *Ako pumpa u početku radi dobro*, a poslije gubi moć sisanja:

— razina tekućine je pala ispod ulaza u usisnu cijev, pa je ušao zrak u pumpu
— istrošena su brtvila, pa propuštaju zrak u pumpu,
— usisna visina je prevelika.

e) *Ako pumpa »troši« suviše snage*, uzrok može biti:

— prevelik broj okreta,
— stvarna specifična energija je manja od predviđene, pa pumpa šalje više tekućine nego što je potrebno,

— istrošeni ležaji i brtvila,
— brtvila su suviše pritegnuta,
— oštećen rotor ili deformirano vratilo,
— poremećena su osnost. (Kada je vratilo iskrivljeno ili je poremećena suosnost, pumpa najčešće lupa i zagrijava se.)

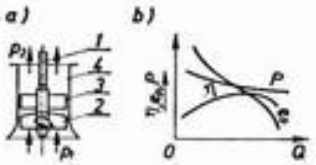
f) *Greške koje se javljaju poslije dužeg rada pumpe*

Trošenje dijelova pumpe ne može se izbjeći, ali su mogući i drugi uzroci sve težeg rada, iako pumpa ne pokazuje znakove oštećenja. Tako, na primjer, zbog povećanog curenja i povećanih otpora trenja opada protok i stvara specifična energija pumpe. Izlizano vratilo u pumpi propušta zrak u pumpu, a kavitacijsko djelovanje, makar i u najmanjoj mjeri, razara pojedine dijelove i pridonosi smanjenju stupnja djelovanja pumpe. Zato je potrebno da se pumpa s vremena na vrijeme podrobno pregleda i eventualni nedostaci uklone. Kada je pumpa toliko oštećena da su potrebni veliki popravci, valja proračunati da li je bolje kupiti novu pumpu ili staru popraviti.

## 2.2. PROPELERNE PUMPE

Propelerna (osna, aksijalna) pumpa razlikuje se od centrifugalnih pumpi po smjeru strujanja radne tekućine i po konstrukcijskom obliku provodnog kola (zakola). Strujanje tekućine u propelernim pumpama je aksijalno.

Na slici 2.57.*a* shematski je prikazana propelerna pumpa. Radna materija u fazi usisavanja dospjela je iz donjeg spremnika kroz usisnu cijev na ulazne bridove radnih lopatica (2) i zahvaćena njima potiskuje se aksijalno.
Aksijalno je i protjecanje tekućine kroz zakolo (3).




**Sl. 2.57. Propelerna pumpa**
*a* — shematski prikaz: 1 — vratilo; 2 — rotor; 3 — zakolo; 4 — kućište; *b* — karakteristike pumpe

Prema slici 2.57.*a* rotor je veoma sličan propeleru sa svega nekoliko lopatica (u ovom primjeru četiri lopatice). Propelerne pumpe izrađuju se s pokretnim i nepokretnim lopaticama i male stvarne specifične energije, do $e_p = 200\ J \cdot kg^{-1}$.

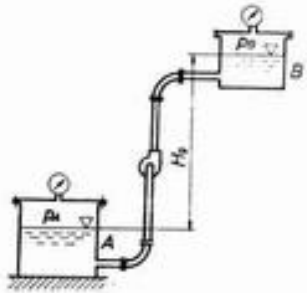
Prema podacima proizvođača proizvode ih u tipiziranim veličinama za dobave od 0,15 — 10 $m^3\,s^{-1}$ sa stvarnom specifičnom energijom do 80 $J\,kg^{-1}$. Rade s visokim stupnjem djelovanja $\eta \cong 0{,}9$ naročito ako imaju pokretne radne lopatice. Kompaktne su i lagane. Mogu se upotrijebiti za tekućine koje sadrže mehaničke primjese. Vratilo (1) može se neposredno spojiti s pogonskim motorom. Nedostatak je vrlo mala visina usisavanja, od 1 do 3 m. Karakteristike ove pumpe dane su na slici 2.57.*b*.



Protok pumpe regulira se ili preljevom ili promjenom položaja radnih lopatica (ako su lopatice pokretne). Propelerne pumpe, suprotno centrifugalnima, puštaju se u rad pri otvorenom zasunu jer zahtijevaju najveću snagu kada se rotor okreće na prazno.

Riješeni zadaci:

1. Centrifugalna pumpa prebacuje $Q = 0{,}01\ m^3\,s^{-1}$ vode iz spremnika $A$ u kojem je tlak $p_A = 2 \cdot 10^5$ Pa u spremnik $B$ gdje vlada tlak $p_B = 10^6$ Pa (sl. 2.58). Gustoća vode je $\varrho = 1000\ kg\,m^{-3}$. Razlika razina vode u spremnicima je $Hg = 10$ m. Ukupni gubici iznose $e_g = 100\ J\,kg^{-1}$. Odredite snagu pumpe na spojci, ako je ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}80$.




**Sl. 2.58. Centrifugalna pumpa s dva spremnika pod predtlakom**

*Rješenje*:

Stvarna specifična energija pumpe:

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{p_B - p_A}{\varrho} + e_g\ [J \cdot kg^{-1}],$$

$$e_p = p_p = 9{,}81 \cdot 10 + \frac{10^6 - 2 \cdot 10^5}{1000} + 100 = 998{,}1\ J\,kg^{-1}.$$

Korisna snaga pumpe:

$$P_k = Q \cdot \varrho \cdot e_p\ [W],$$

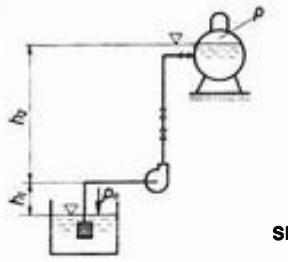
$$P_k = 0{,}01 \cdot 1\,000 \cdot 998{,}1 = 9\,981\ W.$$

Snaga na spojci pumpe:

$$P_s = \frac{P_k}{\eta}\ [W],$$

$$P_s = \frac{9\,981}{0{,}80} = 12\,476{,}2\ W.$$

2. Centrifugalna pumpa napaja parni kotao vodom s $Q = 0{,}0067\ m^3\ s^{-1}$ iz spremnika čija je razina vode za $h_1 = 2$ m ispod ulaza u pumpu (sl. 2.59). Razina vode u kotlu je za $h_2 = 7{,}3$ m iznad pumpe. Tlak pare u kotlu je $p_2 = 10^6$ Pa. Promjer usisnog voda je $d_1 = 0{,}12$ m, dužina $l_1 = 6$ m. Koeficijent lokalnih otpora usisnog voda je $\xi_1 = 4$. Tlak iznad razine vode u donjem spremniku je $p_0 = 0{,}1 \cdot 10^6$ Pa. Promjer potisnog voda je $d_2 = 0{,}08$ m, dužina $l_2 = 22$ m. U potisnom vodu su tri ventila. Koeficijent lokalnog otpora ventila je $\xi_2 = 5$. Koeficijent otpora trenja u usisnom cjevovodu je $\lambda_1 = 0{,}019$, a u potisnom vodu $\lambda_2 = 0{,}016$. Ukupan stupanj djelovanja pumpe je $\eta = 0{,}70$. Gustoća vode je $\varrho = 1\,000\ kg\ m^{-3}$. Odredite snagu $P_s$ potrebnu za pogon pumpe.



**Sl. 2.59. Transport vode centrifugalnom pumpom iz otvorenog spremnika u parni kotao**

*Rješenje:*

Brzina vode u usisnom vodu:

$$c_s = \frac{4\,Q}{d_1^2}\ [m \cdot s^{-1}],$$

$$c_s = \frac{4 \cdot 0{,}0067}{0{,}12^2} = 0{,}615\ m\ s^{-1}.$$

Brzina vode u potisnom vodu:

$$c_p = c_s \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\ [m\ s^{-1}],$$

$$c_p = 0{,}615 \left(\frac{0{,}12}{0{,}08}\right)^2 = 1{,}38\ m\ s^{-1}.$$

Stvarna specifična energija pumpe:

$$e_p = \frac{p_2 - p_0}{\varrho} + g \cdot (h_2 + h_1) + \left(\lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \xi_1\right) \cdot \frac{c_s^2}{2} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + 3\,\xi_2\right) \frac{c_p^2}{2}\ [J\ kg^{-1}],$$



$$e_p = \frac{10^6 - 0{,}1 \cdot 10^6}{1\,000} + 9{,}81\,(7{,}3 + 2) + \left(0{,}019 \cdot \frac{6}{0{,}12} + 4\right)$$

$$\frac{0{,}615^2}{2} + \left(0{,}016 \cdot \frac{22}{0{,}08} + 3 \cdot 5\right) \frac{1{,}38^2}{2} = 1\,011\ J\ kg^{-1}.$$

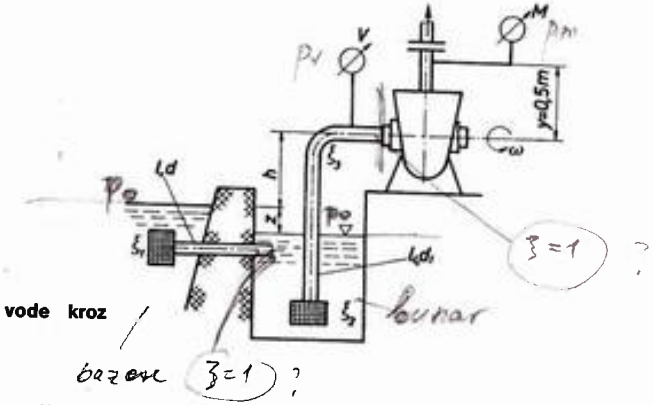
Snaga za pogon pumpe:

$$P_s = \frac{Q \cdot \varrho \cdot e_p}{\eta}\ [W],$$

$$P_s = \frac{0{,}0067 \cdot 1\,000 \cdot 1\,011}{0{,}70} = 9\,662{,}4\ W.$$

3. Kroz cijev dugačku $l = 20$ m i promjera $d = 0{,}15$ m teče voda iz bazena u bunar, a odatle kroz cijev dužine $l_1 = 12$ m i promjera $d_1 = 0{,}15$ m prema pumpi (sl. 2.60). Koeficijent otpora trenja u cijevima je $\varrho = 0{,}02$. Gustoća vode $\varrho = 1000$ kg m$^{-3}$. Visinska razlika vode u bazenu i ulaza u pumpu je $h = 3$ m, podtlak na ulazu u pumpu je $p_v = 6 \cdot 10^4$ Pa. Lokalni su otpori prema oznakama na slici:

$$\xi_1 = 2,\ \xi_2 = 6 \text{ i } \xi_3 = 0{,}2.$$



**Sl. 2.60. Određivanje protoka vode kroz usisni cjevovod**

Nađite protok $Q$ i visinsku razliku $z$. Kolika je snaga potrebna za pogon pumpe, ako manometar pokazuje tlak $p_m = 3 \cdot 10^5$ Pa, a ukupan stupanj djelovanja iznosi $\eta = 0{,}75$?

*Rješenje:*

Bernoullijeva jednadžba za razine vode u bazenu i bunaru:

$$\frac{p_0}{\varrho} + g \cdot z = \frac{p_0}{\varrho} + \frac{c_1^2}{2}\left(1 + \xi_1 + \lambda \frac{l}{d}\right),$$

odakle je:

$$z = \frac{c_1^2}{2g} \cdot \left(1 + \xi_1 + \lambda \cdot \frac{l}{d}\right). \qquad (a)$$

Bernoullijeva jednadžba za razinu vode u bazenu i presjek kroz ulaz u pumpu:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_0 - p_v}{\rho} + g\,(h + z) + \frac{c_2^2}{2}\left(1 + \xi_2 + \xi_3 + \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1}\right). \qquad (b)$$

Budući da su promjeri cijevi jednaki $d = d_1$, tada su i brzine strujanja jednake $c = c_1 = c_2$

Zamjenom $z$ iz jednadžbe ($a$) u jednadžbu ($b$) dobiva se:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_0 - p_v}{\rho} + \frac{c^2}{2}\left(1 + \xi_1 + \lambda \frac{l}{d}\right) + g \cdot h + \frac{c^2}{2}\left(1 + \xi_2 + \xi_3 + \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1}\right),$$

odakle je:

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\dfrac{p_0 - (p_0 - p_v)}{\rho} - g \cdot h}{1 + \xi_1 + \dfrac{l}{d} + 1 + \xi_2 + \xi_3 + \lambda \cdot \dfrac{l_1}{d_1}}},$$

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\dfrac{p_v}{\rho} - g \cdot h}{2 + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \lambda \cdot \left(\dfrac{l}{d} + \dfrac{l_1}{d_1}\right)}} \ [\mathrm{m\,s^{-1}}],$$

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\dfrac{6 \cdot 10^4}{1\,000} - 9{,}81 \cdot 3}{2 + 2 + 6 + 0{,}2 + 0{,}02 \cdot \left(\dfrac{20}{0{,}15} + \dfrac{12}{0{,}15}\right)}} = 2{,}055 \ \mathrm{m\,s^{-1}}.$$

Uvrštavanjem brojčanih vrijednosti u jednadžbu ($b$) dobiva se:

$$z = \frac{2{,}055^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot \left(1 + 2 + 0{,}02 \cdot \frac{20}{0{,}15}\right) = 1{,}22 \ \mathrm{m}.$$

Protok kroz cjevovod:

$$Q = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot c \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}],$$

$$Q = \frac{0{,}15^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot 2{,}055 = 0{,}036\,29 \ \mathrm{m^3\,s^{-1}}.$$



Stvarna specifična energija:

$$e_p = \frac{p_m + p_v}{\rho} + g \cdot y. \quad [J\,\mathrm{kg^{-1}}],$$

$$e_p = \frac{3 \cdot 10^5 + 6 \cdot 10^4}{1\,000} + 9{,}81 \cdot 0{,}5 = 364{,}9 \ J\,\mathrm{kg^{-1}}.$$

Snaga pumpe:

$$P_s = \frac{\rho \cdot Q \cdot e_p}{\eta} \ [\mathrm{W}],$$

$$P_s = \frac{1\,000 \cdot 0{,}036\,29 \cdot 364.9}{0{,}75} = 17\,656{,}3 \ \mathrm{W}.$$

## ZADACI ZA VJEŽBU

1. Pri radu centrifugalne pumpe izmjeren je podtlak na usisnoj cijevi $p_v = 46\,676$ Pa. Manometar na potisnoj cijevi postavljen je na $y = 1{,}5$ m iznad osi usisne cijevi i pokazuje tlak $p_m = 245\,250$ Pa.
Promjer usisne cijevi $d = 0{,}15$ m, a promjer potisne cijevi $d_p = 0{,}1$ m. Dobava pumpe $Q = 0{,}06\ \mathrm{m^3\,s^{-1}}$. Gustoća vode $\varrho = 1\,000\ \mathrm{kg\,m^{-3}}$. Snaga na spojci pumpe $P = 25\,000$ W. Odredite stupanj djelovanja pumpe. ($\eta = 0{,}75$)

2. Pumpa dovodi $Q = 0{,}03\ \mathrm{m^3\,s^{-1}}$ vode na visinu $Hg = 50$ m »trošeći« pri tome snagu $P = 29\,420$ W. Stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}70$. Dužina cjevovoda $L_c = 100$ m, a koeficijent otpora trenja u cjevovodu $\lambda = 0{,}03$. Gustoća tekućine $\varrho = 1\,000\ \mathrm{kg\,m^{-3}}$. Odredite promjer cjevovoda $d_c$. ($d_c = 0{,}143$ m)

3. Napojna pumpa za parne kotlove mora dobavljati u kotao $Q = 0{,}0083\ \mathrm{m^3\,s^{-1}}$ tekućine gustoće $\varrho = 1050\ \mathrm{kg\,m^{-3}}$ na visinu $Hg = 20$ m. Tlak u kotlu je $p'' = 27\,468 \cdot 10^2$ Pa. Ukupni gubici energije u cjevovodu iznose $e_{gc} = 49\ \mathrm{J\,kg^{-1}}$. Odredite snagu na spojci pumpe $P$ ako je stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}72$. ($P_s = 35\,243$ W).

4. Centrifugalna pumpa priključena je na cjevovod promjera $d_c = 0{,}1$ m i dužine $L_c = 110$ m. Koeficijent otpora trenja u cjevovodu $\lambda = 0{,}029$, a koeficijent lokalnih otpora $\xi = 24{,}5$. Odredite protok $Q$ vode kroz cjevovod i snagu pumpe $P_s$, ako je geodetska visina $Hg = 20$ m, a stvarna specifična energija pumpe $e_p = 382{,}6\ \mathrm{J\,kg^{-1}}$. Stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}74$. ($Q = 0{,}020\,56\ m^3\,s^{-1}$ $P_s = 10\,600\ W$)

### Pitanja za provjeru znanja

1. Skicirajte centrifugalnu pumpu i opišite glavne dijelove pumpe.
2. Po čemu se rad centrifugalne pumpe razlikuje od rada klipne pumpe?
3. Koji dijelovi čine stupanj pumpe?
4. Nacrtajte paralelograme i trokute brzina na rotor s lopaticama zakrivljenima natrag.
5. Kako se izračunava stvarna specifična energija centrifugalne pumpe?
6. Što izražava Eulerova jednadžba centrifugalne pumpe?

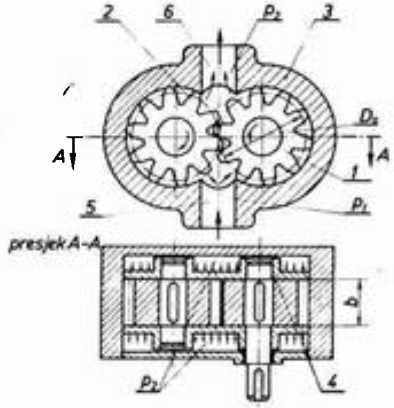
7. Koji je najpovoljniji oblik radnih lopatica i zašto?
8. Čime je ograničena visina usisavanja kod centrifugalnih pumpi?
9. Što je kavitacija?
10. Na osnovi čega se vrši izbor oblika rotora turbopumpi?
11. Što je karakteristika centrifugalne pumpe?
12. Što je radna točka pumpe i kako se dobiva?
13. Kako se mjeri stvarna specifična energija i protok centrifugalne pumpe?
14. Kako se mogu izjednačiti aksijalne sile na rotoru pumpe?
15. Skicirajte propelernu pumpu.
16. Za koje uvjete rada se primjenjuje propelerna pumpa?
17. Usporedite karakteristiku centrifugalne i propelerne pumpe.
18. Kako se regulira dobava centrifugalne pumpe?
19. Kada se centrifugalne pumpe sprežu paralelno, a kada u seriju?
20. Kako se centrifugalna pumpa pušta u pogon?
21. Koji su uzroci lošeg rada pumpe?



# 3. PUMPE SPECIJALNIH KONSTRUKCIJA

## 3.1. ZUPČANA PUMPA

Zupčana pumpa (sl. 3.1) sastoji se od kućišta (3), u kome su smještena dva zupčanika. Zupčanik (1) dobiva pogon od pogonskog motora, dok je zupčanik (2) vođeni i u zahvatu je s pogonskim zupčanikom (1).




**Sl. 3.1. Zupčana pumpa**
**1 — pogonski zupčanik; 2 — vođeni zupčanik; 3 — kućište; 4 — čeoni disk; 5 — usisni priključak; 6 — potisni priključak**

Pri okretanju zupčanika stvara se podtlak s usisne strane i u usisnom priključku (5) i tekućina se usisava. Zupčanici zahvaćaju usisnu tekućinu koja je ispunila prostor međuzublja kojemu je bočno kućište (3) neka vrsta brtvila, i transportiraju k potisnoj strani (6) i potisnom vodu. Pri protjecanju kroz pumpu tekućini se predaje tlačna energija. Na slici. 3.2. prikazani su zupci zupčnika u zahvatu.

**Sl. 3.2. Tekućina zahvaćena u prostoru međuzublja**

Količina tekućine koju pumpa potisne za jedan okret približno odgovara polovici volumena međuzublja obaju zupčanika:

$$Q_1 = 2\,D_0 \cdot \pi \cdot m \cdot b, \tag{3.1}$$

a za $n$ [$s^{-1}$] zupčanika teoretska količina dobave:

$$Q = 2\,D_0 \cdot \pi \cdot m \cdot b \cdot n \ [m^3\,s^{-1}], \qquad (3.2)$$

$D_0$ [ m ] — promjer diobenog kruga zupčanika 1,
$m$ [ m ] — modul zupčanika 1,
$b$ [ m ] — širina zupčanika 1,
$n$ [ $s^{-1}$ ] — broj okreta pogonskog zupčanika (1).

Količina dobave ovisi o broju okreta i viskoznosti tekućine. Najčešće je od nekoliko litara do nekoliko desetina litara u minuti, a radni je tlak do oko $15 \cdot 10^6$ Pa. Stupanj djelovanja iznosi $\eta = 0{,}56$ do $0{,}78$.

Obilježja su zupčanih pumpi:

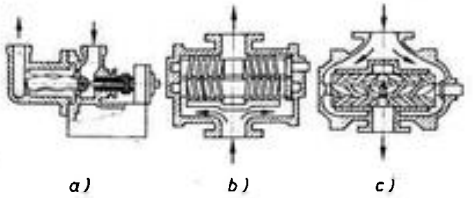
— jednostavnost konstrukcije,
— male dimenzije i težina,
— ravnomjernost rada,
— kontinuirana dobava,
— nezavisnost dobave i napora.

Zupčane pumpe osjetljive su na nečistoću, iako rade s tekućinama veće viskoznosti. Ako zbog nečistoće u toku rada dođe do trošenja elemenata pumpe, dobava i tlak se smanjuju. Da se tijelo pumpe (3) ne bi preopteretilo, izrađeni su preljevni (povratni) kanali kroz koje se tekućina vraća u usisni vod.

Najširu primjenu imaju ove pumpe za transportiranje mazivog ulja pri podmazivanju motora, u sustavu regulacije parnih i vodnih turbina, u sustavu hlađenja alata pri obradi rezanjem i kao sastavni elementi sustava za automatsku regulaciju. Materijal za zupčanike je čelik za centriranje, a za kućište sivi lijev, laki metali i njihova legura.

## 3.2. VIJČANA PUMPA

Vijčane pumpe mogu biti pumpe s jednim vijkom (sl. 3.3.*a*) s dva vijka (sl. 3.3.*b*) i s tri vijka (sl. 3.3.*c*). Prema načelu rada slične su zrupčanim pumpama, iako im se kinematika razlikuje od zupčanih pumpi. Sve češće se upotrebljavaju u sustavima podmazivanja velikih postrojenja i kao pumpe za transport goriva. Odlikuju se mirnim radom i sve više istiskuju zupčane pumpe.

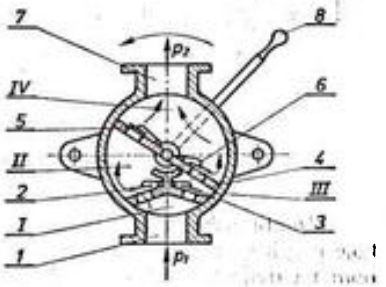



Sl. 3.3. Vijčana pumpa
*a* — s jednim vijkom; *b* — s dva vijka; *c* — s tri vijka



## 3.3. KRILNA PUMPA

Na sl. 3.4. prikazana je krilna pumpa na ručni pogon. Za položaj ručice (3) otvoren je usisni ventil (2), a potisni ventil je zatvoren. Zbog toga u prostoru II, u prostoru I i u usisnom vodu, vlada podtlak pa je s te strane pumpe u toku usisavanje. Istodobno u prostoru III vlada predtlak, nastao zbog smanjenog volumena komore III. Pri tome je usisni ventil (3) zatvoren, dok je potisni ventil (6) otvoren, pa tekućina kroz prostor IV, potisni priključak (7) i potisni vod biva potisnuta u gornji spremnik.




Sl. 3.4. Ručna krilna pumpa
1 — usisni priključak; 2, 3 — usisni ventili; 4 — krilce; 5, 6 — potisni ventili; 7 — potisni priključak; 8 — ručica

Za simetrični položaj ručice (8), ali s lijeve strane od vertikalne geometrijske osi pumpe, ponovit će se red zbivanja pojedinih faza rada, ali u odgovarajućim simetričnim prostorima. Krilce (4) nosi potisne ventile (5 i 6), a pokreće se ručicom (8) koja se giba oscilatorno oko vodoravne osi pumpe, obavljajući na taj način istu ulogu kao i klip kod običnih klipnih pumpi. Hod ručice (8), mjeren lukom od jednog do drugog krajnjeg položaja, najčešće iznosi 90°.

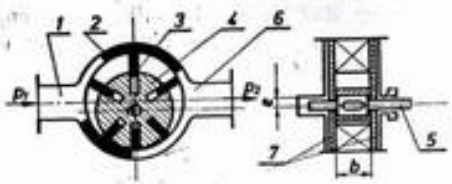
Prema ciklusu rada krilne pumpe analogne su dvoradnim pumpama. Osnovni im je nedostatak nepotpuno brtvljenje krilca na unutrašnje površine kućišta. Ove pumpe imaju male dobave uz male napore do najviše $25 \cdot 10^4$ Pa. Najčešće se primjenjuju u domaćinstvu i poljoprivredi (podrumarstvu).

## 3.4. ROTACIJSKO-KRILNA (ĆELIJSKA) PUMPA

Rotacijsko-krilna pumpa jednostavne konstrukcije prikazana je na slici 3.5. Klip (4) s lamelama-krilima (3) giba se rotacijski, dok se krila još pomiču radijalno u žljebovima izrađenim u tijelu klipa.

Susjedne lamele, klip, kućište (2) i diskovi (7) tvore prostore (ćelije) čiji se volumen mijenja. Pri okretanju klipa volumeni ćelija s usisne strane se povećavaju u njima se stvara podtlak, i tekućina se usisava kroz usisni vod i usisni priključak (1). U svom daljem rotacijskom gibanju ekscentrično postavljen klip (4) u odnosu prema kućištu (2), potiskuje lamele u žljebove klipa, a time se smanjuje volumen i povećava tlak. Kada odgovarajuća ćelija stigne pri rotaciji klipa do potisnog priključka (6), sabijena tekućina struji na mjesto upotrebe kroz potisni priključak i potisni vod. Ove pumpe rade s kontinuiranom dobavom i mogu se izravno priključivati na pogonski motor. Međutim, ove su pumpe vrlo osjetljive na prljavštinu,

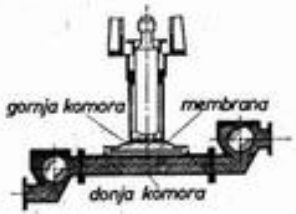
a brtvljenje im također predstavlja probleme, pa im ni protok nije konstantan, već ovisi o broju okreta i o ekscentričnosti. Dobava im je do 0,004 $m^3 s^{-1}$, ali su tlakovi koje ostvaruju visoki te isnose i do nekoliko desetina atmosfera. Upotrebljavaju se u strojarstvu za podmazivanje pod tlakom, za protok tekućine pri hlađenju reznog alata, a vrlo često i za protok tekućine za hidrauličke spojke.



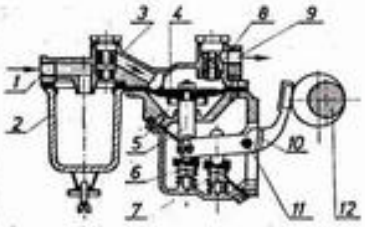

**Sl. 3.5. Rotacijsko-krilna (ćelijska) pumpa**
1 — usisni priključak; 2 — kućište; 3 — lamele (krilca); 4 — rotacioni klip; 5 — vratilo; 6 — potisni priključak; 7 — bočni diskovi

## 3.5. MEMBRANSKA PUMPA

Membranska pumpa upotrebljava se za transport korozivnih tekućina, tj. onih koje nagrizaju stijenke pumpe. Radni prostor takve pumpe podijeljen je membranom na dvije komore (sl. 3.6). Između klipa i membrane, tj. u gornjoj komori, nalazi se voda tako da cilindar i klip ne moraju biti od istog kemijski otpornog materijala. Kada klip ide prema gore, membrana se izboči i ispod nje nastane podtlak. Ulazni se ventil otvori i u donju komoru ulazi tekućina. Kada klip pođe prema dolje, membrana se savije prema dolje, i u donjoj komori nastane predtlak. Zbog toga se zatvori ulazni (usisni) ventil, a tlačni ventil otvori i tekućina struji u potisni priključak i potisni vod na mjesto upotrebe. U ovu vrstu pumpi ubrajamo i membransku pumpu za dovod benzina iz spremnika u lončić karburatora (sl. 3.7).




**Sl. 3.6. Membranska pumpa**



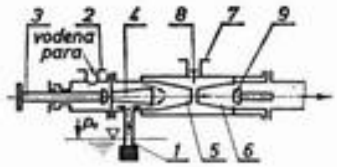

**Sl. 3.7. Membranska pumpa za dovod benzina iz spremnika u lončić karburatora**
1 — ulazni otvor; 2 — filtar; 3 — usisni ventil; 4 — membrana; 5 — vreteno membrane; 6, 7 — opruge; 8 — potisni ventil; 9 — potisni priključak; 10 — dvokraka poluga; 11 — osovinica; 12 — brijeg



Brijeg (12) se nalazi na bregastom vratilu koje ima pogon na pogonski motor i prenosi kretanje na dvokraku polugu (10). Za položaj brijega prema slici poluga (10), koja oscilira oko osovinice (11), povukla je naniže membranu (4) preko vretena (5). Tako je u prostoru I ostvaren vakuum. Zbog djelovanja razlike tlakova gorivo iz spremnika usisava se i kroz otvor (1) dolazi u filtar (2), a odatle, pošto je otvoren usisni ventil (3), ulazi u radni prostor pumpe I. Pri tome je potisni ventil (8) zatvoren. Potom se brijeg okrene za toliko da se oslobodi desni krak poluge (10), opruga (6) preko vretena (5) pomiče membranu (4), radni volumen se smanjuje, usisni ventil (3) se zatvara, potisni se ventil (8) otvara i gorivo pod tlakom prolazi kroz potisni priključak (9) i potisni vod u lončić karburatora. Dijelovi membranskih pumpi nisu previše izloženi trošenju, mogu se upotrijebiti i za agresivne tekućine i za tekućine s mehaničkim primjesama. Uglavnom su pogodne za male dobave i niske tlakove.

## 3.6. INJEKTORI

Injektori su uređaji koji za usisavanje vode iskorištavaju kinetičku energiju mlaza vodene pare, a služe za napajanje parnih kotlova (sl. 3.8).




**Sl. 3.8. Injektor**
1 — usisni vod; 2 — priključak za vodenu paru; 3 — vreteno ventila; 4 — proširena mlaznica; 5 — neproširena mlaznica; 6 — difuzor; 7 — preljevni priključak; 8 — preljevni ventil; 9 — povratni ventil

Para, koja ovdje služi kao radni fluid, dovodi se u proširenu mlaznicu (4), kroz priključak (2), a regulira se ventilom na vretenu (3). U proširenoj mlaznici (4) energija tlaka pare pretvara se u kinetičku energiju, da bi se u neproširenoj mlaznici (5) nastavilo povećanje brzine. U neproširenoj mlaznici (5) miješa se para i voda koja je usisana, pri čemu se para kondenzira. Zbog porasta kinetičke energije mješavine, odnosno kondenzata, u prostoru oko mlaznice je vakuum. Prema tome, usisavanje vode iz spremnika je potpuno analogno kao i kod ostalih pumpi. U difuzoru (6) zbiva se obrnuti proces od procesa u mlaznici, tj. sada nastaje pretvaranje kinetičke energije kondenzata u energiju tlaka. Tako proizvedeni tlak mora biti nešto veći od tlaka u kotlu, zbog savladavanja usputnih hidrauličkih otpora. Povratni ventil (9) sprečava vraćanje napojne vode (kondenzata napojne vode) u injektor. Pri stavljanju injektora u rad, tlak struje (mlaza pare) nije još dovoljan da bi otvorio povratni ventil, pa se pod djelovanjem tog tlaka otvara pomoćni preljevni ventil (8), te para preko preljevnog priključka (7) struji van, povlačeći za sobom zrak iz injektora. Kada tlak mješavine naraste toliko da može otvoriti povratni ventil i kad se uspostavi normalan rad injektora, u prostoru oko procjepa komore za miješanje (5) i difuzora (6) nastaje razređenost i preljevni ventil (8) se zatvara.

Injektori imaju prednosti nad drugim pumpama što im je konstrukcija jednostavna i kompaktna, nemaju pokretnih dijelova pa se teže kvare i mogu crpsti tekućine sa sitnim mehaničkim primjesama. Međutim, nedostatak im je mala vi-

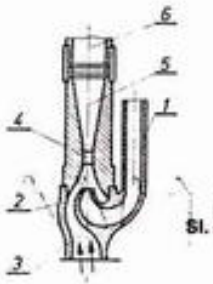
10 bara

sina usisavanja, samo metar do dva, a tlak im je ograničen do $10^6$ Pa. Upotrebljavaju se samo za napajanje parnih kotlova. Izrađuju se kao usisavajući i neusisavajući (voda pritječe u injektor), obični i dvostruki.

Dvostruki injektori sastoje se od dva obična injektora. Prvi injektor služi uglavnom za usisavanje vode i radi sa slabim mlazom. Drugi injektor radi s jačim mlazom i voda u nj ulazi iz prvog injektora s predtlakom, koji se u njemu znatno povećava. Dvostruki injektori mogu usisavati vodu i do 60°C.

## 3.7. EJEKTORI

Na slici 3.9. shematski je prikazan ejektor, koji je po načelu rada vrlo sličan injektoru.




**Sl. 3.9. Ejektor**
1 — dovodna cijev za radnu vodu; 2 — mlaznica; 3 — usisni priključak; 4 — komora za miješanje vode i radne vode; 5 — difuzor; 6 — potisni vod

Radna materija (voda), dovodi se pod predtlakom u mlaznicu (2), kroz dovodnu cijev (1). Zbog transformiranja energije tlaka u kinetičku energiju, u prostoru oko izlaznog presjeka mlaznice (2) ostvaren je podtlak. Kroz usisnu cijev i usisni priključak (3) voda se, zbog djelovanja razlike tlakova, usisava u ejektor. Voda dospjela u ejektor miješa se u komori za miješanje (4) s radnom vodom, a zatim nastala mješavina (voda) struji kroz difuzor (5). U difuzoru se zbiva obrnuti proces od procesa u mlaznici. S ostvarenim predtlakom u difuzoru (5), voda nastavlja strujati kroz potisni vod (6) do mjesta potrošnje.

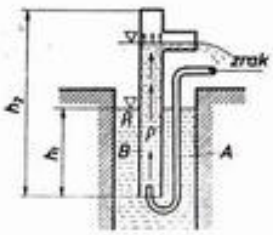
Dobava ovih pumpi je od 0,0001 — 0,01 $m^3 s^{-1}$, a stvarna specifična energija ovisi o temperaturi i protoku »radne vode«. Stupanj djelovanja $\eta = 0{,}15 — 0{,}38$. Zato što nemaju ventile i druge pokretne dijelove, mogu se upotrebljavati za guste tekućine, melasu i muljem zagađenu vodu.

## 3.8. MAMUT-PUMPA (AEROLIFT)

Rad mamut-pumpe osniva se na zakonu da se gustoće tekućina u spojenim posudama odnose obrnuto razmjerno s visinama njihovih stupaca. Iz toga proizlazi da će tekućina manje gustoće u spojenoj posudi imati veću visinu stupca, nego tekućina veće gustoće. Na slici 3.10. prikazana je shema mamut-pumpe. U bunar se tlači zrak kroz cijev *A* u cijev *B*. U cijevi *B* nastaje smjesa zraka i vode s manjom gustoćom od vode koja se nalazi oko cijevi *B*. Zbog toga se diže smjesa zraka i



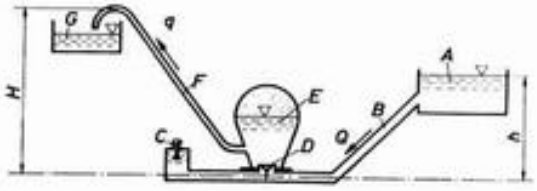
vode kroz cijev *B* iznad razine vode u bunaru. Voda istječe kroz bočni otvor, a zrak se zbog manje gustoće izdvaja iz vode i diže kroz vertikalnu cijev. Nedostatak ovih pumpi vrlo je mali stupanj djelovanja, $\eta = 0{,}10 — 0{,}15$, a prednosti su im jednostavna konstrukcija i malobrojni kvarovi jer nema pokretnih dijelova. Upotrebljavaju se za odvod zagađenih i otpadnih voda u kojima se nalaze mehaničke primjese.




**Sl. 3.10. Mamut-pumpa (aerolift)**

## 3.9. PULZATOR

Pulzator je uređaj koji vodu s malim padom može tjerati na veću visinu. Pomoću hidrauličkog udara pulzator kinetičku energiju mlaza vode pretvara u tlačnu energiju i podiže vodu na veliku visinu. Iz donjeg spremnika (*A*) na slici 3.11, u kojem se nalazi velika količina vode, voda struji kroz cijev (*B*). Brzina vode naraste do vrijednosti koja odgovara padu *h*. Voda prolazi kroz udarni ventil (*C*), koji jedna opruga drži u otvorenom položaju i istječe slobodno van. Zbog povećane brzine istjecanja raste i sila mlaza vode na ventil. Kada tlak vode postane veći od sile opruge, ventil se zatvori i istjecanje prestaje. Zbog brzog zaustavljanja toka vode nastaje hidraulički udar, pa se kinetička energija vode pretvara u tlačnu energiju. Tlak postaje nekoliko puta veći od hidrostatskog tlaka koji odgovara padu *h*. Zbog povećanja tlaka otvara se izlazni ventil (*D*) i voda ulazi u zračno zvono (*E*), gdje tlači zrak i kroz odvodnu cijev ide u gornji spremnik (*G*). Kada se udar završi i voda u cijevi (*B*) umiri, ispod izlaznog ventila (*D*) vlada hidrostatski tlak $\varrho g \cdot h$ koji je manji od tlaka $\varrho \cdot g \cdot H$ u odvodnoj cijevi. Zbog toga se ventil (*D*) zatvori. Opruga udarnog ventila *C* svlada hidrostatski tlak $\varrho \cdot g \cdot h$ i udarni se ventil *C* otvori. Voda sada ponovno izlazi kroz ventil *C* brzinom koja se povećava.




**Sl. 3.11. Pulzator**
*A* — donji spremnik; *B* — dovodna cijev; *C* — udarni ventil; *D* — izlazni ventil; *E* — zračno zvono; *F* — odvodna cijev; *G* — gornji spremnik

$q \cdot H = Q \cdot h$

$q = \frac{Q \cdot h}{H}$ ; $q = \eta \cdot \frac{Q \cdot h}{H}$

Zatim se ventil *C* opet zatvori, nastaje hidraulički udar i radni se proces ponavlja.

Ovim se uređajem energija velike vodene mase s malom brzinom pretvara u energiju male vodene mase s velikom brzinom. Međutim, to nije perpetuum mobile, jer se dobitak energije dobio na račun gubitka velike količine vode koja izlazi neiskorištena kroz ventil (*C*).

Pitanja za provjeru znanja

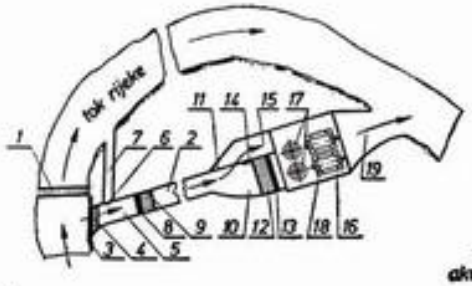
1. Koje su bitne odlike zupčane pumpe?
2. Kako se proračunava dobava zupčane pumpe?
3. Objasnite rad krilne pumpe.
4. Navedite prednosti vijčanih pumpi nad zupčanim pumpama.
5. Gdje se primjenjuju rotacijsko-krilne pumpe?
6. Koji su nedostaci, a koje prednosti rotacijsko-krilnih pumpi u odnosu prema običnim krilnim pumpama?
7. Objasnite rad membranske pumpe.
8. Na kom načelu rade injektori?
9. Objasnite bitnu razliku između injektora i ejektora.
10. Objasnite rad mamut-pumpe.
11. Skicirajte i objasnite rad pulzatora.



# 4. HIDROENERGETSKA POSTROJENJA I VODNE TURBINE

## 4.1. HIDROENERGETSKA POSTROJENJA

Hidroenergetsko postrojenje čine svi hidraulički, građevni i strojni uređaji koji iskorištavaju vodnu energiju i pretvaraju je u mehaničku energiju, a zatim u električnu.



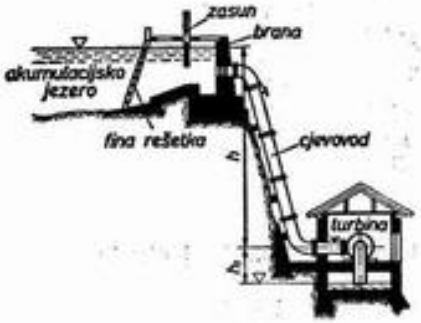

**Sl. 4.1. Shema hidropostrojenja s otvorenim dovodom vode**

1 — preljevna brana; 2 — dovodni kanal; 3 — prag; 4 — gruba rešetka; 5 — taložnik; 6 — ustava za omuljivanje taložnika; 7 — kanal za odmuljivanje; 8 — glavna ustava; 9 — rešetka; 10 — razvodnik; 11 — pomoćni preljev; 12 — fina rešetka; 13 — turbinska ustava; 14 — ustava za odmuljivanje razvodnika; 15 — pomoćni kanal; 16 — turbinska zgrada; 17 — vodne turbine; 18 — generatori

Hidroenergetska postrojenja mogu biti:

— s otvorenim dovodom vode (sl. 4.1),

— sa zatvorenim dovodom vode (sl. 4.2).




**Sl. 4.2. Hidropostrojenje sa zatvorenim dovodom vode**

Koji će se od ova dva načina dovoda vode primijeniti ovisi o vrstama turbina koje će se upotrebljavati i o konfiguraciji terena na kojem se hidroenergetsko postrojenje gradi. Hidroenergetska postrojenja mogu se podijeliti:

1. *Prema načinu iskorištavanja energije vode*:
   — protočna hidroenergetska postrojenja,
   — akumulacijska hidroenergetska postrojenja.
2. *prema opterećenju*:
   — vršna hidroenergetska postrojenja,
   — osnovna hidroenergetska postrojenja.

3. *prema raspoloživoj specifičnoj energiji vodenog pada*:

— hidroenergetska postrojenja male specifične energije (do 100 J kg$^{-1}$),
— hidroenergetska postrojenja srednje specifične energije (od 100 do 300 J kg$^{-1}$),
— hidroenergetska postrojenja velike specifične energije (više od 300 J kg$^{-1}$).

Ako hidroenergetska postrojenja služe isključivo za podmirivanje vrhova opterećenja, onda se takva postrojenja zovu *vršna*. Hidroenergetska postrojenja koja podmiruju osnovna opterećenja nazivamo *osnovna hidroenergetska postrojenja*.

Kao što je opterećenje u nekom vremenu promjenljivo, tako je promjenljiva, iako u manjoj mjeri, i raspoloživa energija.

## 4.2. VODNE TURBINE

### 4.2.1. Vrste vodnih turbina

Vodne turbine dijele se u dvije osnovne skupine:

— turbine sa slobodnim mlazom (akcijske turbine),
— pretlačne turbine (reakcijske turbine).

Skupini turbina sa slobodnim mlazom pripada *Peltonova* turbina, a u skupinu pretlačnih turbina pripadaju *Francisova i propelerna* turbina.

Propelerna turbina čije se lopatice mogu zakrenuti u toku rada poznata je pod imenom *Kaplanova turbina*. Posebna izvedba Francisove turbine, kojoj se u toku rada mogu zakretati lopatice rotora, zove se *Derijazova turbina*. Ove dvije skupine Francisovih turbina ne konkuriraju jedna drugoj, već se odabiru prema uvjetima ugradnje, odnosno specifičnom broju okreta, koji ovisi o broju okreta rotora turbine i o odnosu količine vode $Q$ prema raspoloživoj specifičnoj energiji $e$.

### 4.2.2. Specifični broj okreta

Specifični broj okreta turbine je onaj broj okreta koji postigne turbina uz raspoloživu specifičnu energiju vode od 9,81 J kg$^{-1}$ i protok od 1 m$^3$ s$^{-1}$. Turbine koje imaju isti specifični broj okreta približno su geometrijski slične i imaju približno jednak stupanj djelovanja. Specifični broj okreta može se izračunati iz izraza:

$$n_q = n \cdot \frac{Q}{\sqrt[4]{e^3}} \tag{4.1}$$

$n$ [ s$^{-1}$ ] — broj okreta rotora
$Q$ [ m$^3$ s$^{-1}$ ] — stvarni protok vode, kroz turbinu,
$e$ [ J kg$^{-1}$ ] — stvarna specifična energija.

Stvarna specifična energija vodenog pada jednaka je:

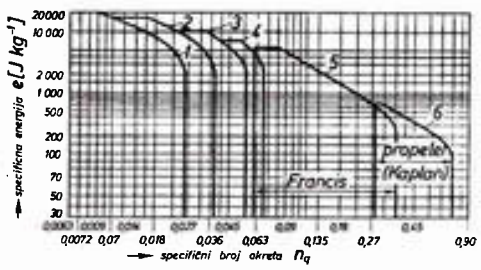
$$e = e_u - e_g \ [\mathrm{J\ kg^{-1}}], \tag{4.2}$$



$e_u$ [ J kg$^{-1}$ ] — ukupna specifična energija vodenog pada,
$e_g$ [ J kg$^{-1}$ ] — ukupni vanjski hidraulički gubici turbine.

### 4.2.3. Izbor tipa turbine

Na slici 4.3. prikazana su područja primjene vodnih turbina ovisno o raspoloživoj specifičnoj energiji $e$ i specifičnom broju okreta $n_q$. Konačan izbor turbine za određene uvjete rada potrebno je prepustiti proizvođaču vodnih turbina, a posebno u području gdje se polja primjene podudaraju.



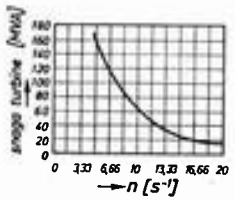

**Sl. 4.3. Područje primjene tipova turbina u ovisnosti o specifičnom broju okreta $n_q$ i raspoložive specifične energije $e$**

1 — Peltonova turbina s jednom mlaznicom; 2 — Peltonova turbina s dvije mlaznice; 3 — Peltonova turbina sa četiri mlaznice; 4 — Peltonova turbina sa šest mlaznica; 5 — Francisova turbina; 6 — propelerska turbina (Kaplan)

Iz slike 4.3. vidljivo je da se Peltonova turbina primjenjuje u području $n_q < 0{,}063$, Francisova turbina za $0{,}063 < n_q < 0{,}36$, a Kaplanova turbina u području $n_q > 0{,}27$. Izbor tipa turbine najviše ovisi o specifičnom broju okreta $n_q$. Budući da $n_q$ ovisi o broju okreta rotora turbine $n$, valja paziti pri izboru broja okreta rotora turbine. O veličini broja okreta turbine ovisi cijena agregata, jer s povećanjem broja okreta smanjuju se dimenzije turbine i električnog generatora a time i cijena koštanja. Međutim, broj okreta mora biti usklađen s frekvencijom $f$ koja iznosi $f = 50$ Hz ( u SAD $f = 60$ Hz). Praktički je broj okreta turbine ograničen raspoloživim padom $H$, a to je u izravnoj vezi sa snagom turbine. Na slici 4.4. dane su granice broja okreta generatora. Tako dobiveni broj okreta mora biti usklađen sa sinkronim brojem okreta koji se izračunava prema izrazu:

$$n = \frac{f}{p}\ [\mathrm{s^{-1}}], \tag{4.3}$$

$f$ [ Hz ] — frekvencija
$p$ — broj pari polova generatora.




**Sl. 4.4. Gornja granica broja okreta električnog generatora**

**Tablica 4.1.** Sinkroni broj okreta generatora ovisno o broju pari polova

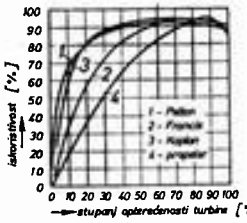
| Broj pari polova $p$ | Frekvencija $f$ [Hz] | Sinkroni broj okreta [$s^{-1}$] |
|---|---|---|
| 1 | 50 | 50 |
| 2 | 50 | 25 |
| 3 | 50 | 16,67 |
| 4 | 50 | 12,5 |
| 5 | 50 | 10 |
| 6 | 50 | 8,33 |
| 7 | 50 | 7,13 |
| 8 | 50 | 6,26 |
| 9 | 50 | 5,55 |
| 10 | 50 | 5 |
| 11 | 50 | 4,7 |
| 12 | 50 | 4,16 |
| 13 | 50 | 3,85 |
| 14 | 50 | 3,56 |
| 15 | 50 | 3,33 |

U tablici 4.1. dana je ovisnost sinkronog broja okreta generatora o broju pari polova i frekvenciji.

Kod brzohodnih turbina, pri malim snagama, gdje su brojevi okreta turbine mali, mogu se ugraditi zupčani multiplikatori koji omogućavaju povećani broj okreta generatora. Pri izboru vodne turbine potrebno je poznavati niz činilaca od kojih su najvažniji:

— *Cijena koštanja* koja mnogo ovisi o vrsti i konstrukciji turbine te o vrsti prijenosa;

— *Iskoristivost*. Ako su uvjeti promjenljivi, u opterećenju turbinskog postrojenja ili u promjeni visine vode i sl. nastupaju velike oscilacije. Pri izboru tipa turbine treba pripaziti na područje rada, a da se iskoristivost bitno ne mijenja. Na slici 4.5. dana je promjena iskoristivosti koja je ovisna o opterećenju agregata za pojedine vrste turbine.




**Sl. 4.5. Ovisnost stupnja djelovanja o opterećenju kod pojedinih tipova turbina**

— *Čistoća vode*. Potrebno je točno znati sadrži li voda abrazivne čestice i koliko, pa se na osnovi toga moraju konstrukcijski riješiti pojedini detalji na turbini. Ovo je važno zbog toga da bi se pravilno odredili raspori, izbor materijala, a također i izbor tipa turbine, ako je riječ o područjima koja se podudaraju.



— *Maksimalna brzina vrtnje* važna je u slučaju kvara na regulaciji u izbacivanju agregata iz pogona. Ako se opterećenje smanji, agregat se ubrzava, jer je hidraulički moment vrtnje veći od momenta opterećenja. S rastućim brojem okreta moment vrtnje pada, pa će se ubrzanje zaustaviti na onoj turaži kod koje oba momenta postaju jednaka.

Najnepovoljniji slučaj nastupa ako pri otkazu regulacije opterećenje padne od punog iznosa na nulu. Tada se akregat ubrzava potpuno kod otvorenog statora, a broj okreta je najveći. Taj slobodni broj okreta odgovara onoj radnoj točki turbine kojoj se pri punom otvoru statora cjelokupna hidraulička snaga »troši« na svladavanje vlastitih otpora agregata, a efektivna snaga na stezaljkama generatora — — jednaka je nuli.

Kod Peltonove turbine obodna brzina rotora ne može biti veća od brzine mlaza.

Prema tome, teoretski je $n_{maks} = 2\,n_0$.

Ako je broj okreta Peltonove turbine $n_0$, kojem odgovara $u_0 = 0{,}5\,c_1$, tada je stvarni $n_{maks} = (1{,}8 — 1{,}9) \cdot n_0$.

Kod pretlačnih turbina ne može se izračunati slobodni broj okreta, a red veličina kojem on odgovara je $n_{maks} = (1{,}8 — 2{,}5)\,n_0$.

— *Aksijalna sila, i podmazivanje i hlađenje ležaja*. Potrebno je točno odrediti način izjednačenja aksijalne sile, što se posebno odnosi na Francisovu turbinu.

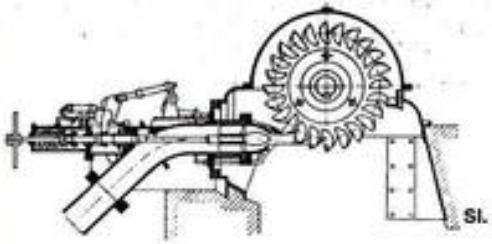
### 4.2.4. Turbine slobodnog mlaza

Turbine koje se isključivo koriste kinetičkom energijom vode zovu se akcijske turbine ili turbine slobodnog mlaza. Na mlaz djeluje atmosferski tlak, pa ga zato zovemo slobodni mlaz, po kojem su i turbine dobile ime. Danas se u svijetu zapravo gradi samo jedan tip turbine koji pripada toj skupini, a to je Peltonova turbina. Ostali tipovi odbačeni su kao neekonomični.

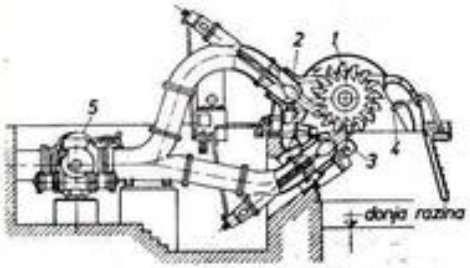
#### *4.2.4.1. Peltonova turbina*

Peltonova turbina upotrebljava se u području niske brzohodnosti (do $n_q = 0{,}063$). Voda se u turbinu privodi s jednom mlaznicom (sl. 4.6), s dvije mlaznice (sl. 4.7) i s više mlaznica, već prema raspoloživoj količini vode. Ove turbine mogu postići vrlo veliku snagu (do 100 MW), a turbine s jednom mlaznicom mogu postići snagu do 50 000 kW. Vodeni pad iskorišten je i do 92%. Energija se predaje tako da slobodnim mlazom udara u srednji brid lopatice (sl. 4.8) gdje se razdvaja na dva jednaka dijela, vraćajući se pod napovoljnijim kutom. Lopatice su simetrične prema središnjoj osi mlaza i imaju izreze (sl. 4.8) da bi se dobio što bliži kut mlaza kutu od 90° na središnji brid lopatice. Na slici 4.9. prikazan je dijagram tlaka i brzine Peltonove turbine. Simetričnost lopatice prema ravnini okomitoj na os rotacije omogućava potpuno hidrodinamičko izjednačenje aksijalne sile. Peltonova turbina radi u vertikalnoj ili u horizontalnoj izvedbi. Mlaznica se uvijek izvodi u kružnom presjeku. Opremljena je koničnom iglom za regulaciju protoka. Brzina

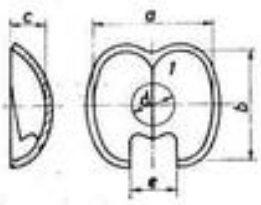
istjecanja iz mlaznica zapravo je uvijek jednaka, samo se smanjuje presjek mlaza, a time i količina protoka. Mlaznica i igla moraju biti tako konstruirane i ispitivanjem provjerene, da se dobije odgovarajući oblik mlaza s usporednim strujnicama. Mlaz mora biti kompaktan, naročitó pri većoj raspoloživoj specifičnoj energiji pada vode. Na slici 4.10. dani su shematski elementi mlaznice.



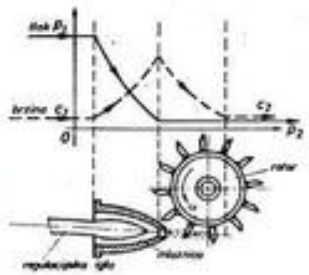
Sl. 4.6. Shema Peltonove turbine s jednom mlaznicom



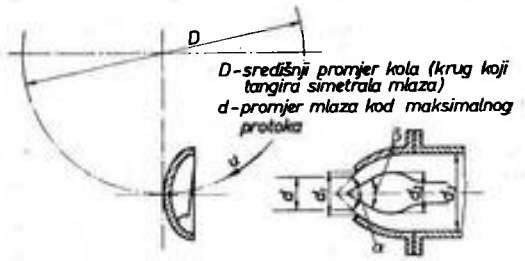

Sl. 4.7. Shema Peltonove turbine s dvije mlaznice
1 — rotor; 2 — mlaznica; 3 — skretač mlaza; 4 — mlaznica za kočenje; 5 — kuglasti ventil




Sl. 4.8. Osnovne veličine lopatica Peltonove turbine



Sl. 4.9. Dijagram tlaka i brzine Peltonove turbine




Sl. 4.10 Odnosi dimenzija mlaznice prema promjeru rotora Peltonove turbine



Odnosi dimenzija pojedinih elemenata:

$$\frac{d_1}{d} = 1{,}2 - 1{,}4; \qquad \frac{d_2}{d} = 3 - 4; \qquad \frac{d_3}{d} = 1{,}25 - 1{,}5;$$

$$\alpha = 60° - 90°; \qquad \beta = 40° - 60°.$$

Brzina mlaza računa se prema izrazu:

$$c = \varphi \cdot (2 \cdot e)^{\frac{1}{2}}, \tag{4.4}$$

$\varphi = 0{,}95 \quad - 0{,}98$ — koeficijent istjecanja.

Količina istjecanja:

$$Q = (0{,}75 - 0{,}78) \cdot d^2 \cdot (2 \cdot e)^{\frac{1}{2}} \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}]. \tag{4.5}$$

O pravilnom obliku i dimenzijama lopatica ovisi u velikoj mjeri iskoristivost turbine. Na slici 4.8. dane su osnovne veličine za određivanje proporcija lopatice koje se preporučuju u omjerima:

$$\frac{a}{d} = 3 - 3{,}5; \qquad \frac{b}{d} = 2{,}4 - 2{,}8;$$

$$\frac{c}{d} = 0{,}8 - 0{,}95; \qquad \frac{e}{d} = 1{,}2.$$

Pravilno odabrano kolo turbine također znatno utječe na iskoristivost turbine. Preporučuju se ove orijentacijske vrijednosti:

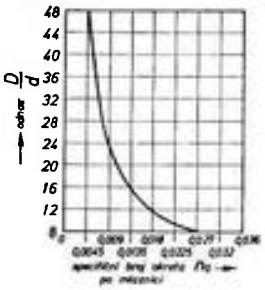
$$u = (0{,}44 - 0{,}49)\,(2 \cdot e)^{\frac{1}{2}} \ [\mathrm{m\,s^{-1}}]. \tag{4.6}$$

Broj okreta odredi se iz izraza za obodnu brzinu:

$$u = D \cdot \pi \cdot n,$$

$$n = (0{,}14 - 0{,}18) \cdot \frac{1}{D}(2 \cdot e)^{\frac{1}{2}} \ [\mathrm{s^{-1}}]. \tag{4.7}$$

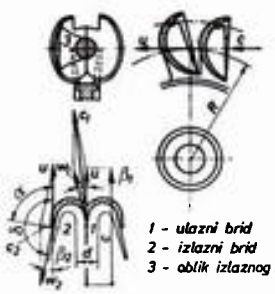
U dijagramu na slici 4.11. dana je ovisnost odnosa $\frac{D}{d}$ o specifičnom broju okreta $n_q$.




Sl. 4.11. Ovisnost odnosa $\frac{D}{d}$ o specifičnom broju okreta $n_q$ Peltonove turbine

### 4.2.4.2. Snaga i stupnjevi djelovanja Peltonove turbine

Pri izračunavanju stvarne specifične energije na turbini uvijek se polazi od glavne jednadžbe turbostrojeva, za koju je potrebno znati ulazno i izlazno stanje. To možemo uočiti iz ulaznog i izlaznog trokuta brzina prikazanog na slici 4.12.



1 - ulazni brid
2 - izlazni brid
3 - oblik izlaznog mlaza

**Sl. 4.12. Ulazni i izlazni trokuti brzina Peltonove turbine**

Hidraulička specifična energija vode na rotoru:

$$e_h = u\,(c_{1u} - c_{2u}),$$

$$c_{1u} = c_1,$$

$$w_1 = w_2 = c_1 - u,$$

$$c_{2u} = u \cdot (c_1 - u) \cdot \cos\delta,$$

$$e_h = u \cdot [c_1 - u - (c_1 - u) \cdot \cos\delta] = u_1 \cdot (c_1 - u) \cdot (1 - \cos\delta).$$

$$e_h = \frac{c_1^2}{2} \cdot 2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) \cdot (1 - \cos\delta)\ [\mathrm{J\,kg^{-1}}]. \qquad (4.8)$$

Iz jednadžbe (4.8) vidi se da hidraulička specifična energija ovisi o kutu $\delta$ i odnosu brzina $\frac{u}{c_1}$.

Hidraulička specifična energija bit će najveća uz odnos brzina $\frac{u}{c_1} = 0{,}5$ i kut $\delta = 180°$. Međutim, povratni mlaz bi tako kočio slijedeću nailazeću lopaticu, pa je kut $\delta = 165°$ do $175°$.

Ako se jednadžba (4.8) podijeli s $\frac{c_1^2}{2}$, dobit će se:

$$\frac{e_h}{2} = 2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 - \frac{u}{c_1}\right) \cdot 1 - \cos\delta). \qquad (4.9)$$

$\frac{c_1^2}{2}$



Izraz (4.9) predstavlja stupanj djelovanja kola (rotora) turbine:

$$\eta_k = 2\frac{u}{c_1}\left(1 - \frac{u}{c_1}\right)(1 - \cos\delta). \qquad (4.10)$$

Hidraulička specifična energija kola jednaka je raspoloživoj specifičnoj energiji umanjenoj za iznos hidrauličkih gubitaka.

$$e_h = \eta_h \cdot \eta_k \cdot e\ [J\,\mathrm{kg^{-1}}], \qquad (4.11)$$

$\eta_h$ — hidraulički stupanj djelovanja na kolu turbine.

Snaga na kolu:

$$P = \rho \cdot Q \cdot e_h,$$

$$P = \rho \cdot Q \cdot e \cdot \eta_h \cdot \eta_k\ [\mathrm{W}]. \qquad (4.12)$$

Snaga na spojci turbine:

$$P_s = P \cdot \eta_m = \rho \cdot Q \cdot e \cdot \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_k.$$

Budući da je

$\eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_k = \eta$ — ukupan stupanj djelovanja turbine,

slijedi:

$$P_s = \rho \cdot Q \cdot e \cdot \eta\ [\mathrm{W}], \qquad (4.13)$$

$\eta = 0{,}80 - 0{,}92.$

Broj lopatica također ovisi o specifičnom broju okreta. U tablici 4.2. dan je broj lopatica ovisno o $n_q$.

**Tablica 4.2.** Ovisnost broja lopatica o $n_q$ (za jednu mlaznicu)

| $n_q$ | Broj lopatica | Napomena |
|---|---|---|
| 0,0045 | 33 | Broj lopatica uzet kao najbliži cijeli broj. |
| 0,009 | 30 | |
| 0,0135 | 27 | |
| 0,018 | 24 | |
| 0,0225 | 21 | |
| 0,027 | 18 | |

### 4.2.4.3. Regulacija Peltonove turbine

Regulacija turbine vrši se tako da joj se mijenja snaga prema opterećenju, a da pri tome broj okreta ostane isti.

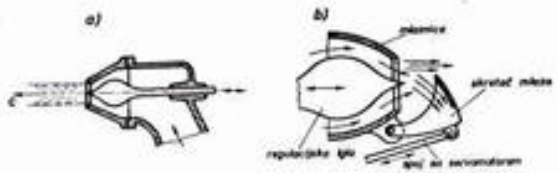
Prema slici 4.13.*a* Peltonova turbina regulira se tako da se mlaznica pomoću regulacijske igle više ili manje otvori, odnosno zatvori, i time poveća ili smanji

količina koja struji prema lopaticama turbine. Oblik mlaznice i igle mora biti takav da ne smeta strujanju vode kroz mlaznicu.

Prema izrazu za snagu turbine:

$$P = \rho \cdot Q \cdot e \cdot \eta,$$

vidljivo je da se snaga može promijeniti samo promjenom količine vode koja se dovodi na lopatice turbine u jedinici vremena.



Sl. 4.13. Načelo regulacije Peltonove turbine

Ako se opterećenje naglo promijeni, potrebno je brzo regulirati količinu vode koja izlazi iz mlaznice. Kako voda dolazi do turbine dugačkim cjevovodom, naglo zaustavljanje toka vode prouzročilo bi hidraulički udar u cjevovodu. Naglim zaustavljanjem struje mlaza vode kinetička energija vode pretvorila bi se u vrlo veliku tlačnu energiju i došlo bi do razaranja cjevovoda.

Taj bi hidraulički udar bio to jači što bi visina pada, količina vode i njezina brzina bila veća.

Da se spriječi hidraulički udar, količinu vode treba mijenjati (regulirati) postupno, pa se zbog toga količina dotoka vode u turbinu regulira automatskim skretačem mlaza (sl. 4.13.*b*).

Skretač mlaza ima zadatak da pri smanjenju opterećenja turbine brzim djelovanjem skreće dio vodenog mlaza od lopatica u odvodni kanal i tako smanji količinu vode koja je djelovala na lopatice turbine.

U međuvremenu se regulacijska igla polako pomiče sve dok se otvor mlaznice ne smanji koliko je potrebno u odnosu prema opterećenju, a skretač mlaza se istodobno vraća u svoj prvobitni (normalni) položaj.

Osim skretača mlaza, na dovodnu cijev mlaznice postavlja se i regulator tlaka. Ako tlak poraste preko dopuštene granice, taj regulator automatski pušta tlačnu vodu u odvodni kanal sve dok se ponovno ne uspostavi normalan rad turbine.

### 4.2.5. Pretlačne turbine

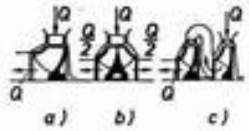
U radu ovih turbina postoji razlika tlaka na ulazu i na izlazu iz rotora. U literaturi su poznate pod imenom reakcijske turbine.

Rotori pretlačnih turbina geometrijski se mnogo razlikuju jedan od drugog. Fizikalni proces pri predaji energije u rotor također se razlikuje. I pored toga svrstavamo ih u jednu skupinu zato jer im je zajedničko svojstvo velika razlika



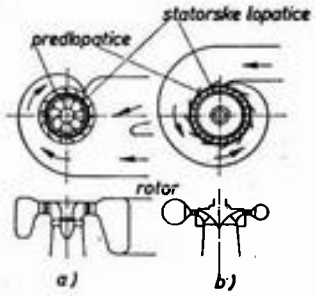
ulaznog i izlaznog tlaka iz rotora. Glavni elementi pretlačne turbine jesu: kućište s dovodnim kanalom, statorsko kolo, rotor i izlazni difuzor (aspirator). Veličina i oblici tih elemenata ovise o količini vode i raspoloživom padu. Prema položaju vratila ove se turbine mogu graditi u horizontalnoj i vertikalnoj izvedbi. Najčešće se grade vertikalne turbine.

Ako turbina ima jedan rotor, zovemo je jednostepenom turbinom. Na slici 4.14.*a* prikazana je jednostepena turbina, na slici 4.14.*b* jednostepena dvostrujna turbina, a na slici 4.14.*c* dvostepena jednostrujna turbina.

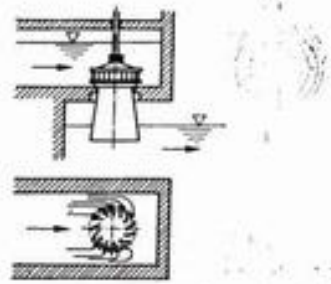



Sl. 4.14. Jednostrujna, dvostrujna i dvostepena Francisova turbina

Turbine najnovijih izvedbi imaju spiralno kućište čiji je zadatak da ravnomjerno dovodi vodu u statorske lopatice, stvarajući pri tome vrtložno strujanje. Karakteristični oblici spiralnih kućišta prikazani su na slici 4.15. *a* za propelerne turbine i na slici 4.15.*b* za Francisove turbine. Za male raspoložive specifične energije upotrebljavaju se betonska kućišta. Za veće raspoložive specifične energije ($e > 400\ \mathrm{J\,kg^{-1}}$) upotrebljavaju se kućišta od sivog lijeva ili čelika koji može biti lijevan ili zavaren. Osnovni krug spirale ujedno je i vanjski promjer nepomičnih predlopatica. Zadatak je predlopatica da povećavaju čvrstoću spiralnog kućišta i da vrtložni tok vode usmjere pod određenim najpovoljnijim kutom na statorske lopatice. Kod manjih hidroenergetskih postrojenja voda može protjecati otvorenim kanalima (sl. 4.16). Otvoreni kanali hidraulički su nepovoljniji jer smanjuju iskoristivost turbinskog postrojenja.



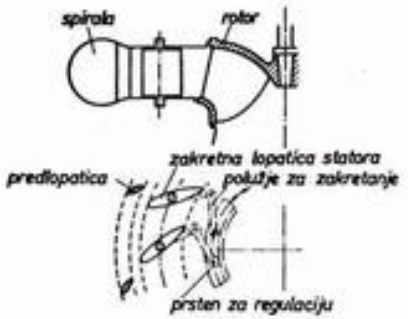

Sl. 4.15. Oblici spirale pretlačnih turbina: *a* — propelerna turbina; *b* — Francisova turbina



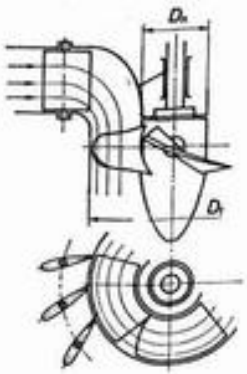
Sl. 4.16. Otvorena komora za privod vode turbini

Statorsko kolo sastavni je element svake pretlačne turbine. Zadatak mu je da usmjeri mlaz vode u rotoru, tj. da osigurava potrebnu obodnu komponentu apso-

lutne brzine. Sprovodne lopatice statorskog kola, postavljene u kružnom vijencu, mogu se zakretati oko svoje osi koja prolazi težištem profila. Zakretne statorske lopatice za Francisovu turbinu prikazane su na slici 4.17, a za Kaplanovu turbinu na slici 4.18.

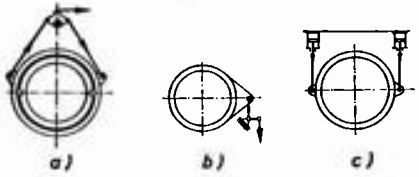



Sl. 4.17. Zakretne lopatice statora Francisove turbine




Sl. 4.18. Zakretne lopatice statora Kaplanove turbine

Lopatice se većinom zakreću prstenom za regulaciju (sl. 4.19). Regulacija se može izvoditi s jednim ili s dva servomotora. Lopatice statora najčešće se izrađuju od bronce ili nerđajućeg čelika. Radi manjih hidrauličkih gubitaka lopatice se poliraju, a ponekad se prevlače tvrdim kromom.




Sl. 4.19. Regulacijski sustavi kod pretlačnih turbina

Zadatak je rotora da energiju sadržanu u vodi pretvori u mehaničku energiju rotacije. Zakretanje rotorskih lopatica kod Francisove turbine po pravilu se ne izvodi. No, ako se zahtijeva takva regulacija, mogu se izvesti Francisove turbine s pokretnim lopaticama rotora (Derijazove turbine). One se malokad upotrebljavaju samo kao turbine. Najčešće se primjenjuju pri izvedbi turbina — pumpa, pri prijenosu snage pomoću hidrauličke spojke. Regulacija lopatica rotora propelernih turbina izvodi se kod Kaplanove turbine.

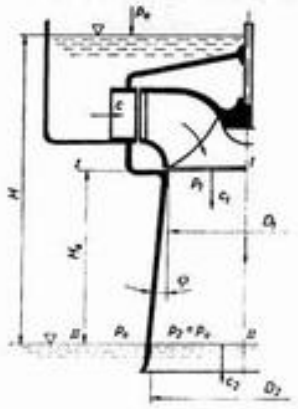
Aspirator ili izlazni difuzor element je turbine čija izvedba ima značajnu ulogu pri iskorištavanju raspoložive energije vode. Zbog toga svaka pretlačna turbina ima



ugrađen aspirator. Na slici 4.20. shematski je prikazan aspirator pretlačne Francisove turbine. Ugradnjom aspiratora povećavaju se investicije za gradnju hidropostrojenja.

Energija na izlazu iz radnog kola (presjek I — I), u odnosu prema razini donje vode (presjek II — II) iznosi:

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot H_s, \qquad (4.14)$$



Sl. 4.20. Shema Francisove turbine s aspiratorom

Kada ne bi bilo aspiratora, energija $e_1$ na izlazu iz radnog kola, bila bi za turbinu izgubljena. Taj gubitak energije može se smanjiti

a) da se što više smanji tlak $p_1$ ($p_1 \approx 0$):

$$e_1 = \frac{c_1^2}{2} + g \cdot H_s, \qquad (4.15)$$

b) da se turbina spusti na razinu donje vode, tj. uz $H_s = 0$:

$$e_1 = \frac{c_1^2}{2}. \qquad (4.16)$$

Bernoullijeva jednadžba za presjek I — I i II — II (sl. 4.20):

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot H_s = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + \xi \frac{c_1^2}{2}. \qquad (4.17)$$

Izlazna energija vode:

$$e_1 = \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + \xi \frac{c_1^2}{2}. \qquad (4.18)$$

Nastoji se da energija $e_1$ bude što manja. Prvi pribrojnik $\left(\frac{p_0}{\rho}\right)$ je konstantan, drugi pribrojnik je brzina vode u odvodnom kanalu. Ta brzina ne može biti jednaka nuli i praktički se na tu brzinu ne može mnogo utjecati. Treći pribrojnik sas-

toji se od dva činioca. Jedan činilac je $\left(\frac{c_1^2}{2}\right)$ kinetička energija vode na ulazu u aspirator. Brzina vode $c_1$ određena je protokom vode kroz turbinu i dimenzijama turbine, pa se aspiratorom ne može bitno utjecati. Drugi činilac ($\xi$) — koeficijent otpora aspiratora — ostaje jedini na koji se može utjecati konstrukcijom aspiratora.

Prema hidrauličkim zakonitostima aspirator mora biti po mogućnosti bez zavoja, bez naglih prijelaza, gladak itd. Sve te zahtjeve ne može se zadovoljiti jer su oni u međusobnoj oprečnosti.

Analizirajući jednakost (4.18) vidi se da energija $e_1$ ne ovisi o visini $H_s$, tj. turbina se može postaviti i ispod donje razine vode, a da se time ne naruši energetska bilanca turbine.

Iz jednadžbe (4.17) može se izračunati tlak $p_1$:

$$p_1 = p_0 + \rho \cdot \frac{c_2^2 - (\xi - 1)\, c_1^2}{2} - g \cdot \rho \cdot H_s. \tag{4.19}$$

Prva dva pribrojnika ne mijenjaju se promjenom visine aspiratora $H_s$.

Povećanjem visine $H_s$, tlak $p_1$ postaje sve manji. Zbog opasnosti od kavitacije, iz iskustva znamo da tlak $p_1$ ne bi smio biti manji od $p_1 < 2 \cdot 10^4$ Pa. Ako se ova uvjetovanost uvrsti u jednadžbu (4.19), dobiva se:

$$p_0 + \rho \cdot \frac{c_2^2 - (\xi - 1)\, c_1^2}{2} - g \cdot \rho \cdot H_s \geqslant 2 \cdot 10^4,$$

odakle je:

$$H_s < \frac{p_0 - 2 \cdot 10^4}{g \cdot \rho} + \frac{c_2^2 - (\xi - 1) \cdot c_1^2}{2g}\ [\mathrm{m}]. \tag{4.20}$$

Da se vodeni mlaz ne bi odvojio od zidova aspiratora, ne smije se aspirator naglo proširivati prema izlazu. Kut nagiba iznosi $\varphi \approx 5°$.

Osim čeličnih aspiratora za turbinska postrojenja niskog tlaka, aspiratori se grade kao zakrivljeni kanali u armiranobetonskoj osnovi. Imaju nešto manji stupanj djelovanja od čeličnih aspiratora.

### 4.2.5.1. Stupnjevi djelovanja i snaga pretlačnih turbina

Ukupnu raspoloživu specifičnu energiju ne može se potpuno iskoristiti zbog gubitaka u turbini. Gubici mogu biti *volumetrijski*, *hidraulički* ili *mehanički*.

Volumetrijska iskoristivost obuhvaća gubitke tekućine vode u rasporima turbine:

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_t}, \tag{4.21}$$

$$Q_t = Q_s + q',$$

$q'$ [$\mathrm{m^3\,s^{-1}}$] — volumetrijski gubitak u rasporima turbine.

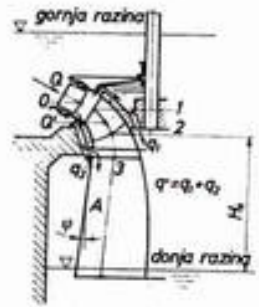


Na slici 4.21. vidi se da zbog raspora između rotora i statora dio vode prođe pokraj rotora, što predstavlja volumetrijski gubitak.

Hidraulički gubici obuhvaćeni su hidrauličkim stupnjem iskoristivosti:

$$\eta_h = \frac{e_h}{e_u}, \tag{4.22}$$

$e_h$ — hidraulička specifična energija,
$e_u$ — ukupna specifična energija.




**Sl. 4.21. Shematski prikaz volumetrijskih gubitaka kod Francisove turbine**

Mehanički stupanj djelovanja obuhvaća gubitak trenja u ležajima i brtvenicama, i omjer je stvarne i hidrauličke specifične energije:

$$\eta_m = \frac{e}{e_h}. \tag{4.23}$$

Ukupan stupanj iskoristivosti umnožak je navedenih stupnjeva:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m. \tag{4.24}$$

Iz glavne turbinske jednadžbe:

$$e_h = (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \tag{4.25}$$

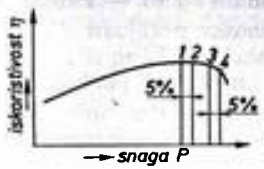
slijedi da veći rad dobivamo kada je $c_{2u}$ manji. U praksi se, međutim, najčešće konstruiraju turbine s radijalnim izlazom vode iz turbinskog kola ($\alpha_2 = 0$), a $c_{2u} = 0$.

Efektivna je snaga turbine:

$$P = \rho \cdot e \cdot Q \cdot \eta\ [\mathrm{W}]. \tag{4.26}$$

Ovisnost stupnja iskoristivosti o opterećenju vidi se iz dijagrama na slici 4.22. Maksimalna iskoristivost postiže se u točki 2 kada je $c_2$ okomit na $u_2$. Međutim, najpovoljnije opterećenje je u točki 1 (približno 5% manje od maksimalnog). Točka

3 prikazuje iskoristivost pri maksimalno dopuštenom opterećenju. Točka 4 pokazuje početak kavitacije. Ako se nakon toga opterećenje poveća, iskoristivost naglo opada.



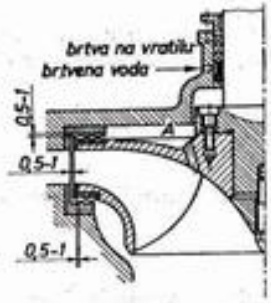

**Sl. 4.22. Ovisnost stupnja djelovanja o opterećenju turbine**
1 — najpovoljnije opterećenje; 2 — optimalni stupanj djelovanja; 3 — maksimalno dozvoljeno opterećenje; 4 — početak kavitacije u turbini

### 4.2.5.2. Brtvljenje kod pretlačnih turbina

Potpuno brtvljenje između elemenata koji rotiraju i elemenata koji miruju nije moguće. Što su veće obodne brzine, to je i problem brtvljenja veći. Problem brtvljenja kod turbina uglavnom je problem smanjenja sekundarnog strujanja (sl. 4.21), odnosno sprečavanja protjecanja vode na izlazu iz kućišta (sl. 4.24. i 4.25).

Protjecanje kroz raspore rješavamo pomoću raspora (sl. 4.23) ili pomoću labirintnih brtvila (sl. 4.24). Uvijek nastojimo da ta strujanja budu što manja, jer time povećavamo volumetrijsku iskoristivost, odnosno smanjujemo volumetrijske gubitke. Rasporima se umanjuje aksijalna sila, a time se rasterećuju ležaji.

**Sl. 4.23. Brtvljenje sekundarnog protoka pomoću labirinta**




**Sl. 4.24. Brtvljenje sekundarnog protoka pomoću raspora**

Iz prostora *A* provodimo vodu izvan turbine (sl. 4.24) ili na izlazni dio rotora, čime rasterećujemo brtvilo i smanjujemo aksijalnu silu. Brtvljenje izlaza vratila posebna je briga proizvođača. Pri velikim raspoloživim padovima mora se rasteretiti prostor *A* ispred brtvila (sl. 4.23). Najčešće su ta brtvila izrađena od azbestno-grafitne pletenice ili od grafitnih prstenova. Ako u vodi ima pijeska, mora se dovoditi filtrirana brtvena voda (sl. 4.24). Brtvenu vodu potrebno je dovoditi i onda ako u prostoru *A* vlada podtlak (sl. 4.23).

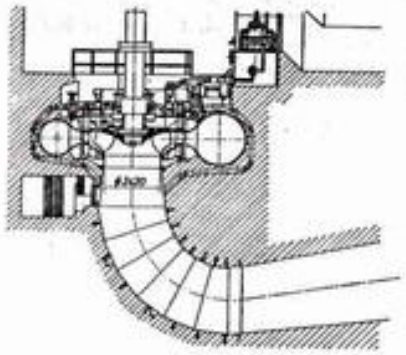
Naime, postoji opasnost prodora zraka kroz brtvilo iz atmosfere u prostor *A*, pa u izlazni dio rotora.



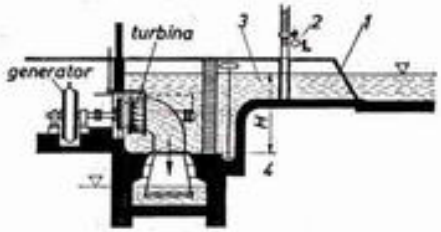
### 4.2.5.3. Francisova turbina

Najveći broj do danas izgrađenih turbina čine Francisove turbine. Primjenjuju se u području specifičnog broja okreta $n_q = 0{,}063$ do 0,36 pri raspoloživoj specifičnoj energiji do 5 000 J kg$^{-1}$.

Za raspoložive specifične energije od 150 do 5 000 J kg$^{-1}$ padove grade se Francisove turbine sa spiralnim tlačnim vodom (sl. 4.25). Za raspoloživu specifičnu energiju do 150 J kg$^{-1}$ ne upotrebljava se tlačni vod, već voda dovodi do turbine otvorenim kanalima (sl. 4.26).



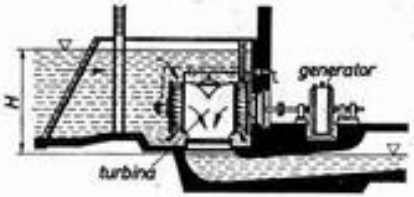
**Sl. 4.25. Francisova turbina (Voith), ugrađena u HE Split**



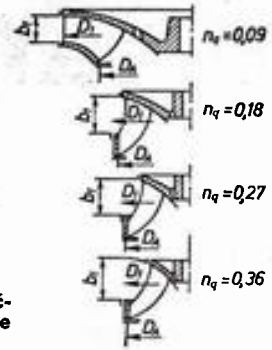

**Sl. 4.26. Dovod vode u Francisovu turbinu otvorenim kanalom**
1 — fina rešetka; 2 — zasun; 3 — turbinska komora; 4 — zasun za ispuštanje vode iz turbinske komore

Vratilo turbine je vodoravno i izravno spojeno s vratilom električnog generatora. Na slici 4.27. prikazana je dvojna Francisova turbina koja na istom vratilu ima dva rotora.

Oblici rotora mnogo ovise o specifičnom broju okreta $n_q$ (sl. 4.28). Ako je koeficijent brzohodnosti mali, tada je rotor radijalnog tipa. Raste li koeficijent, ro-




**Sl. 4.27. Dvojna Francisova turbina**




**Sl. 4.28. Ovisnost oblika rotora o specifičnom broju okreta kod Francisove turbine**

tor prelazi sve više na poluaksijalni tip, gdje se pri visokom koeficijentu brzohodnosti približava aksijalnom smjeru strujanja.

Optimalna iskoristivost također ovisi o specifičnom broju okreta, a kreće se od $\eta = 0{,}87$ do 0,95.

Sve izvedene turbine jednakog specifičnog broja okreta, slično građene, imat će stvarni broj okreta:

$$n = n_q \cdot \frac{\sqrt{e^3}}{\sqrt{Q}}, \tag{4.26}$$

čiji je kut do statorskih lopatica jednak, imat će približno slične trokute brzina, bez obzira na veličinu pojedinih turbina, pa vrijedi:

$$\frac{(c_1)_1}{(c_1)_2} = \frac{(u_1)_1}{(u_1)_2} = \frac{(w_1)_1}{(w_1)_2} = \ldots = \frac{e_1}{e_2}. \tag{4.27}$$

Prema tome, može se pisati:

$$c_1 = k_1 \cdot \sqrt{2e}\,; \qquad c_2 = k_2 \cdot \sqrt{2e}\,,$$

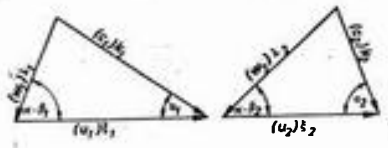
$$u_1 = \xi_1 \cdot \sqrt{2e}\,, \qquad u_2 = \xi_2 \cdot \sqrt{2e}\,,$$

$$w_1 = \lambda_1 \cdot \sqrt{2e}\,; \qquad w_2 = \lambda_2 \cdot \sqrt{2e}\,,$$

$$c_0 = k_0 \cdot \sqrt{2e}\,; \qquad c_3 = k_3 \cdot \sqrt{2e}\,.$$

Koeficijenti brzina $k$, $\xi$ i $\lambda$ su bezdimenzionalne konstante za sve one turbine koje su slično građene. Valja misliti na mogućnost da uz isti specifični broj okreta $n_q$ i bez sličnosti u izvedbi turbine nisu slične. Turbine različitih tvornica, a istog $n_q$, imaju približno iste glavne dimenzije. Ovi koeficijenti brzina bit će konstante za cijeli niz turbina istog $n_q$, koji nastaje međusobnim kopiranjem.

Na osnovi toga, trokuti brzina bit će isti za sve turbine tog niza, ako umjesto brzina nanesemo odgovarajuće koeficijente brzina (sl. 4.29).



**Sl. 4.29. Trokuti brzina turbina istog niza**

Glavna jednadžba turbine:

$$\eta_h \cdot e = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \tag{4.28}$$

može također biti izražena koeficijentima brzina.

Označimo da je:

$$k_{1u} = k_1 \cos \alpha_1; \qquad k_{2u} = k_2 \cos \alpha_2,$$



dobit ćemo:

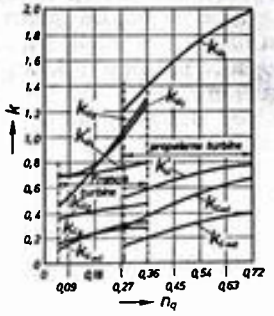
$$\eta_h \cdot e = (\xi_1 \cdot k_{1u} - \xi_2 \cdot k_{2u}) \cdot 2e, \text{ ili}$$

$$\eta_h = 2 \cdot (\xi_1 \cdot k_{1u} - \xi_2 \cdot k_{2u}). \tag{4.29}$$

Za okomit izlaz vode iz turbine ($\alpha_2 = 90°$) bit će hidraulički stupanj djelovanja:

$$\eta_h = 2 \cdot \xi_1 \cdot k_{1u}. \tag{4.30}$$

Veličina ovih koeficijenata brzina dana je u dijagramu na slici 4.30.

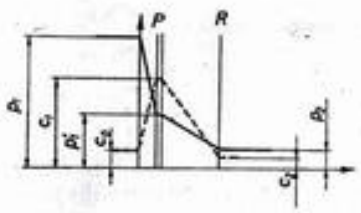


**Sl. 4.30. Krivulje koeficijenata brzina za izračunavanje osnovnih dimenzija rotora kod pretlačnih turbina**

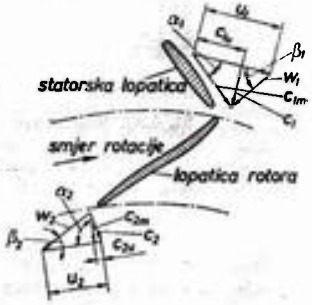
Slika 4.31. prikazuje dijagram transformiranja energije u turbinskom stupnju (dijagram brzine i tlaka).

Oblik lopatica određen je uglavnom ulaznim i izlaznim kutovima. Ti kutovi određuju se pomoću ulaznog i izlaznog trokuta brzina (sl. 4.32).

Pri konstrukciji rotora, osim na oblik lopatice, potrebno je obratiti pažnju i na oblik kanala. Tu valja pripaziti na jednoličniju promjenu brzina.



**Sl. 4.31. Dijagram transformacije energije u turbinskom stupnju Francisove turbine**




**Sl. 4.32. Ulazni i izlazni trokut Francisove turbine**

### 4.2.5.3.1. Regulacija Francisove turbine

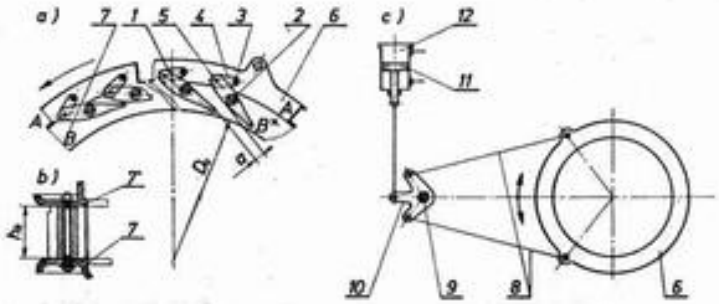
Francisova turbina regulira se zakretanjem lopatica statora. Za konstantnu brzinu protjecanja $c$ i konstantnu specifičnu energiju proizlazi da će se protok mijenjati ako se mijenja protočni presjek $A$, tj.:

$$Q = A \cdot c. \tag{4.31}$$

Visina je stalna geometrijska veličina, i mijenja se samo $a$ (sl. 4.33.$a$).

Turbina, odnosno protok vode kroz turbinu, regulira se promjenom međusobnog položaja lopatica statora. Na slici 4.33.*a* prikazan je detalj pretkola s otvorenim lopaticama (desno). Međusoban položaj lopatica statora mijenja se njihovim zakretanjem prstena. Osovinice (2) lopatica (1) imaju ležaje u nepokretnom prstenu (7 i 7′ na slici 4.33.*b*). Lopatice (1) su čepovima (5), osmicama (4) i čepovima (7) vezane uz okretni prsten (prsten za reguliranje). Okretanjem prstena (6) u smjeru označenom strelicom, međusobni razmak lopatice potpuno se smanjuje, dok lopatice ne dođu u dodir. Prsten za reguliranje (6) okreće se mehanizmom za reguliranje. Slika 4.33.*c* prikazuje uređaj za pogon regulacijskog prstena (6). Ulje se pod tlakom uvodi iz razvodnika u cilindar servomotora (12) iznad ili ispod klipa, ovisno o promjeni opterećenja. Preko klipa (11) servomotora djelovanje se prenoci na vreteno za reguliranje (9) a od vretena preko poluge (10 i 8) na prsten za reguliranje.

Lopatice pretkola kao i nepokretni prsten (7 i 7′) izrađene su od sivog lijeva. Lopatice s prstenom za reguliranje, čepovi, osmice i osovinice izrađeni su od čelika.




**Sl. 4.33. Shema regulacije količine vode Francisove turbine**
(*a* — pogled odozgo); potpuno zatvoreno (lijevo) i otvoreno (desno); (*b* — uzdužni presjek jedne lopatice); (*c* — uređaj za zakretanje prstena za regulaciju); 1 — lopatica pretkola; 2 — osovinica lopatice pretkola; 3 — čep u prstenu za reguliranje; 4 — osmica; 5 — čep u tijelu lopatice; 6 — prsten za reguliranje; 7 — nepokretni prsten; 7′ — gornji poklopac pretkola; 8 — poluge; 9 — vratilo za reguliranje; 10 — trokraka poluga; 11 — klip servomotora; 12 — cilindar servomotora

### *4.2.5.4. Propelerne turbine*

Propelerne (aksijalne) turbine primjenjuju se u području specifičnog broja okreta. $n_q$ = 0,27 do 0,76. Tu je uključeno i područje između 0,27 i 0,38 gdje se upotrebljavaju i Francisove turbine.

Danas se praktički upotrebljavaju propelerne turbine, na kojima se u toku rada, osim lopatica statora, mogu zakretati i lopatice rotora, ponajprije radi održavanja relativno visokog stupnja djelovanja u širokom području rada i radi regulacije količine vode. Ove turbine zovu se Kaplanove turbine (sl. 4.34). U nekim slučajevima

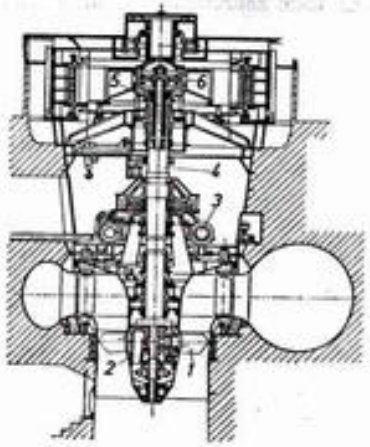


mogu se primjenjivati rotori s lopaticama koje nisu zakretne, ako se ne zahtijeva velika promjena opterećenja i ako se ne očekuju veće promjene u raspoloživom padu (male snage, gdje iskoristivost nema presudnu ulogu).

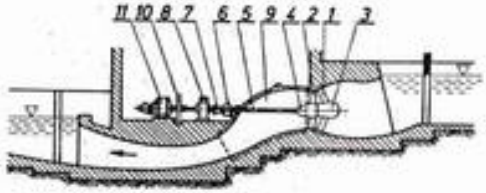
Transformacija energije u turbinskom stupnju potpuno je identična transformaciji energije u stupnju Francisove turbine.

Kaplanove turbine grade se u vertikalnoj i horizontalnoj izvedbi (sl. 4.34. i 4.35).

Osnovne dimenzije rotora propelerne turbine izračunavaju se slično kao kod Francisove turbine.




**Sl. 4.34. Kaplanova turbina**
1 — lopatice rotora; 2 — glavina; 3 — uređaj za regulaciju statorskih lopatica; 4 — glavno turbinsko vratilo; 5 — unutrašnje vratilo za regulaciju statorskih lopatica; 6 — servomotor za regulaciju lopatica rotora




**Sl. 4.35. Shema horizontalne Kaplanove turbine**
1 — lopatica pretkola; 2 — lopatice rotora; 3 — kapa statora; 4 — glavina; 5 — vratilo; 6 — ležaj; 7 — servomotor; 8 — zupčasti reduktor; 9 — aspirator; 10 — zamašnjak; 11 — električni generator

Na slici 4.30. dane su krivulje koeficijenata brzina ovisnih o brzohodnosti. Na osnovi tih koeficijenata određuju se dimenzije i brzine vode u pojedinim dijelovima turbine.

U tablici 4.3. dan je broj lopatica Kaplanove turbine ovisno o specifičnom broju okreta.

**Tablica 3.** Ovisnost broja lopatica Kaplanove turbine o $n_q$

| $n_q$ | Broj lopatica $z$ |
|---|---|
| 0,29 — 0,36 | 8 |
| 0,36 — 0,47 | 7 |
| 0,47 — 0,58 | 6 |
| 0,58 — 0,72 | 4 |

### 4.2.5.4.1. Regulacija Kaplanove turbine

Regulacija protoka vode kroz Kaplanove turbine obavlja se zakretanjem lopatica statora isto kao kod Francisove turbine. Prema veličini turbine ugrađuje se 10 do 24 statorske lopatice. Osim toga, Kaplanova turbina ima mogućnost zakretanja rotorskih lopatica koje, kao prvo, služe da turbina može raditi s visokim stupnjem djelovanja u širem području rada turbine.

Zahvaljujući mogućnosti zakretanja rotorskih lopatica, Kaplanova turbina ima od trećine opterećenja do punog opterećenja povoljan stupanj djelovanja. Pri različitom opterećenju dovodi se odgovarajuća količina vode zakretanjem i statorskih i rotorskih lopatica istodobno.

I kod ove turbine regulacija je automatska.

## 4.2.6. Trošenje dijelova turbine

Turbinski dijelovi koje oplakuje voda troše se, a uzroci trošenja potječu od korozije, erozije i kavitacije.

Erozija je fizička pojava koju prouzrokuju sitne krute čestice što se nalaze u vodi. Kod Peltonove turbine, gdje su brzine vrlo velike, i erozija je vrlo velika. Eroziji su izložene sapnice (mlaznice) i prednji dio lopatica na mjestu gdje se mlaz dijeli. Kod pretlačnih turbina brzine strujanja su mnogo manje, erozija je ublažena i javlja se uglavnom na statorskim lopaticama i na ulaznom bridu lopatica rotora. Ako voda sadrži veće količine pijeska, potrebno je dijelove turbine izložene eroziji izrađivati od čelika otpornog na eroziju (nerđajući Cr i Ni čelik i manganov čelik s oko 2% Mn).

Korozija je kemijska pojava i javlja se kad je voda kemijski aktivna. Kemijska agresivnost vode ima više uzroka, a najčešći je zagađivanje vode otpadom iz tvornica kemijske i prehrambene industrije. Protječu li rijeke industrijskim područjima, ili se centrale grade u donjem tokovima rijeka, kemijska je aktivnost vode izraženija. Zbog kemijske aktivnosti vode potrebno je osjetljive dijelove turbine graditi iz nerđajućeg čelika.

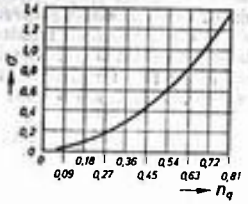
Sl. 4.36. Visina $H_s$ kod zavojnog difuzora

Jedna od vrlo štetnih pojava u radu turbine je kavitacija. Ako vrijednost tlaka na nekom mjestu u turbini padne ispod tlaka zasićenja vodene pare, nastaje isparavanje vode. Tako stvoreni mjehuri pare putuju unutar vodenog toka nošeni strujom vodenog tlaka iz područja nižeg u područje višeg tlaka. U momentu ulaska u područje visokog tlaka mjehur se raspada, jer je u tom trenu tlak okoline viši od tlaka zasićenja u kojem se para trenutno kondenzira. Čestice vode na obodu mjehura brzaju prema stijenki metala. Ovaj hidraulički udar odvija se na vrlo maloj površini i tako izbija čestice metala. Proces se ponavlja tako da se metal u području djelovanja kavitacije troši (odvaljuje).



Pokazalo se da je nerđajući čelik s 18% Cr i 8% Ni otporniji od ugljičnog čelika.

Da bi se izbjegla pojava kavitacije, za svaku turbinu određuje se maksimalna visina $H_s$ prikazana na slici 4.36. Vrijednost $H_s$ određujemo na osnovi koeficijenta kavitacije $\delta$ čija veličina ovisi o specifičnom broju okreta $n_q$ koje orijentacijski određujemo iz dijagrama na slici 4.37.




Sl. 4.37. Ovisnost koeficijenta kavitacije $\delta$ o specifičnom broju okreta $n_q$

$$H_{s\ maks} = \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{p_0}{\rho} - \sigma \cdot e \right) \text{[m]}, \tag{4.32}$$

$g$ [m s$^{-2}$] — gravitacija,
$e$ [J kg$^{-1}$] — stvarna specifična energija,
$\frac{p_0}{\rho}$ [J kg$^{-1}$] — tlačna energija na izlazu iz turbine.

Vrlo pažljivom izvedbom lopatica turbine smanjuje se koeficijent kavitacije, a povećava vrijednost $H_{s\ maks}$, što mnogo pojeftinjuje turbinsko postrojenje.

## 4.2.7. Ispitivanje modela turbine

Vodne turbine veliki su i skupi objekti. Bilo bi nerazumno upustiti se u izvedbu takvog objekta s malom vjerojatnošću da će se dobiti zadovoljavajuće rješenje. Zbog toga se unaprijed ispituje model koji je geometrijski sličan, umanjen i hidraulički sličan originalnoj izvedbi.

Model spirale, statorske lopatice rotora i aspirator ispituju se posebno. Rezultati dobiveni na modelu preračunavaju se po zakonu sličnosti, pa se ocjenjuje kakve rezultate će dati originalna izvedba. Model se najčešće ispituje u lako dostupnoj struji zraka i vode.

Način proračunavanja osniva se ne samo na geometrijskoj sličnosti rotora, već i na sličnosti ulaznih i izlaznih trokuta brzine. Iz toga slijede odnosi:

$$\frac{u'}{u} = \frac{c'_1}{c_1} = \frac{c'_{u1}}{c_{u1}} = \frac{c'_{m1}}{c_{m1}}. \tag{4.33}$$

Veličine u brojnicima odnose se na model, a veličine u nazivnicima na originalnu izvedbu. Ako se ti odnosi uvrste u glavnu turbinsku jednadžbu, uz pretpostavku da su hidrauličke iskoristivosti jednake, dobivamo ($\eta_h = \eta'_h$).

**Pitanja za provjeru znanja**

1. Nacrtajte shemu vanjskog dijela hidropostrojenja.
2. Kako su klasificirana hidropostrojenja?
3. Kako je izvršena podjela vodnih turbina?
4. Što je specifični broj okreta vodnih turbina?
5. Na osnovi čega se vrši izbor tipa vodne turbine?
6. Nabrojite bitna obilježja turbina sa slobodnim mlazom.
7. Nacrtajte dijagram brzina i tlaka kod Peltonove turbine.
8. Kako se određuje snaga Peltonove turbine?
9. Koja su osnovna obilježja pretlačnih turbina?
10. Koja je uloga spiralnih kućišta u pretlačnih turbina?
11. Opišite ulogu statorskih lopatica pretlačnih turbina.
12. Koju ulogu ima aspirator pretlačnih turbina?
13. Kako se određuju koeficijenti iskoristivosti i snaga pretlačnih turbina?
14. Opišite način brtvljenja kod pretlačne turbine.
15. Nacrtajte dijagram brzina i tlaka Francisove turbine.
16. Nacrtajte trokute brzina na rotoru Francisove turbine.
17. Koje su osnovne karakteristike propelernih turbina?
18. Objasnite i nacrtajte dijagram transformacije energije Kaplanove turbine.
19. Objasnite pojam erozije, korozije i kavitacije turbina.
20. U kojim odnosima stoje određeni parametri pri ispitivanju vodnih turbina?



# 5. HIDRAULIČKI POGON

## 5.1. NAČELO HIDRAULIČKE REGULACIJE

Hidraulički pogoni imaju sve veće značenje u svim područjima strojarstva, a posebno kod alatnih strojeva. Naročito zanimljive mogućnosti pruža hidraulika za bestepenu regulaciju brzina i brojeva okreta.

Posebnost je hidrauličkih elemenata regulacije, da se na kraju može po želji dobiti pravocrtno kretanje s bestepenom regulacijom brzine ili rotacija s bestepenom regulacijom brojeva okreta. Kod mehaničke i električne regulacije, međutim, postižemo rotaciju koju u slučaju potrebe treba pomoću nekih mehaničkih pretvarača (na primjer, pogon zupčanom letvom, pogon ručicom i ojnicom, pogon kulisom, itd.) tek pretvarati u pravocrtno kretanje. Pri tome često ostaje još otvoreno pitanje pretvaranja radnog hoda u povratni hod i obrnuto. što se kod hidrauličkih pogona može riješiti vrlo jednostavno.

Prednosti hidrauličkih pogona su mnogobrojne, kao npr.:

1. Postoji mogućnost vrlo fine regulacije brzine ili brojeva okreta.
2. Hidromotor za pravocrtno kretanje jednostavniji je od hidromotora za kružno kretanje.
3. Razmjerno velike sile mogu se dobiti s manjim elementima nego kod električnih pogona.
4. Automatsko pretvaranje radnog hoda u povratni hod jednostavnije je nego kod drugih načina.

Nedostaci hidrauličkog pogona:

1. Potrebna je vrlo velika točnost izrade svih dijelova, pa su hidraulički elementi vrlo skupi.
2. Zbog hidrauličkih svojstava ulja (velika viskoznost) u sustavu se pojavljuju veliki gubici snage. Zbog relativno malih brzina ulja i malih razlika u visini, snaga se prenosi kroz sustav gotovo samo pomoću tlaka, dok je kinetička snaga neznatna.

## 5.2. OSNOVNI ELEMENTI HIDRAULIČKOG POGONA

U osnovne elemente hidrauličkog pogona pripadaju:

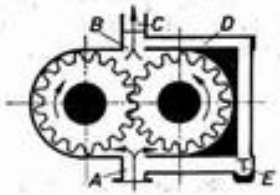
— hidrauličke pumpe,
— hidromotori,
— hidraulički razvodnici,
— prigušivači,
— ventili, i svi ostali uređaji i armature koji sustav hidrauličkog pogona čine jedinstvenim i funkcionalnim.

### 5.2.1. Hidrauličke pumpe i hidromotori

Hidrauličke pumpe kod alatnih strojeva dijele se na *pumpe za konstantnu količinu ulja i regulacijske pumpe.*

Od pumpi za konstantnu količinu ulja najviše se upotrebljavaju zupčane pumpe jer su jednostavne i razmjerno jeftine. Jednostavne zupčane pumpe upotrebljavaju se za tlakove od 2 do $5 \cdot 10^6$ Pa, a pumpe specijalnih izvedbi postižu do $10^7$ Pa i više.

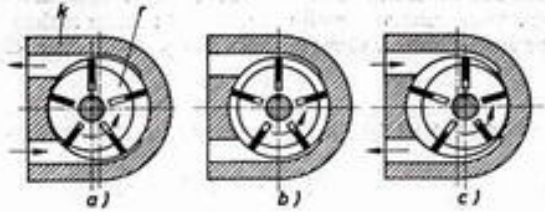
Kod jednostavne izvedbe prikazane su na slici 5.1. dva precizno izrađena zupčanika koja se okreću u kućištu. Kada se zub jednog zupčanika izvlači iz uzubine drugog zupčanika, stvara se u uzubini podtlak, pa se uzubina napuni uljem iz usisnog kanala. Tako zupčanici po obodu prenose ulje na tlačnu stranu, gdje se iz uzubine istiskuje u tlačni kanal. Pri tome se uzubina s ulazećim zupcem zatvara nešto prije nego se potpuno isprazni. Zatvorena količina ulja (i do jedne desetine ukupne količine) stvarala bi teškoće pri ravnomjernom radu pumpe, pa se zato posebnim kanalima odvodi na tlačnu stranu.




**Sl. 5.1. Hidraulička zupčana pumpa**
*A* — usisni priključak; *B* — kućište pumpe; *C* — potisni vod; *D* — preljevni kanal; *E* — ventil sigurnosti

Hidraulički pogoni grade se sa sve višim tlakovima ulja kod kojih zupčane pumpe nisu pokazale dobra svojstva. Zato se umjesto njih sve češće upotrebljavaju rotacijske klipne pumpe, koje su po konstrukciji slične regulacijskim klipnim pumpama.

Regulacijske hidrauličke pumpe mogu biti krilne (ćelijske) ili klipne. Krilne pumpe bolje su za manje tlakove i veće količine ulja, dok se klipne pumpe mogu upotrebljavati kod najvećih tlakova.




**Sl. 5.2. Regulacijska Forst-Enorova krilna pumpa**

Jednostavna regulacijska pumpa je Forst-Enorova krilna pumpa (sl. 5.2). U kućištu *k* okreće se rotor *r* s radijalnim utorima u kojima se nalaze krilca (lopatice). Između dva krilca rotora i kućišta stvaraju se komore koje se pri okretanju rotora



najprije povećavaju (položaj *A* — *B*), a u drugoj polovici okreta smanjuju (položaj *B* — *A*). Pri povećavanju komore dolazi do usisavanja ulja iz usisnog kanala, a zatim se to ulje prebacuje na tlačnu stranu i istiskuje iz komore u tlačni kanal. Pri maksimalnoj ekscentričnosti rotora prema kućištu (sl. 5.2.*a*) i u slučaju da se rotor okreće u naznačenom smjeru, dolazi do usisavanja u donjem kanalu. Na slici 5.2.*b* rotor se nalazi u sredini kućišta, pa se veličina komora ne mijenja. Zato nema prebacivanja ulja, već rotor samo miješa neku određenu količinu ulja. Pri promjeni ekscentričnosti na suprotnu stranu (sl. 5.2.*c*) mijenja se smjer strujanja ulja.

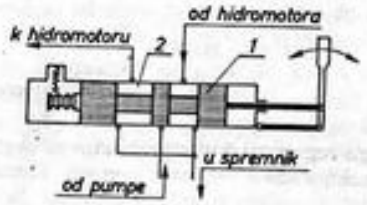
Kao hidromotor možemo upotrebljavati svaku pumpu ako joj dovodimo ulje pod tlakom. Prema tome i hidromotori mogu biti s regulacijom ili bez nje. Kod hidromotora bez regulacije broj okreta mijenja se samo kada se mijenja količina ulja koju dovodimo hidromotoru. Nasuprot tome, kod regulacijskih hidromotora može se mijenjati broj okreta i kod konstantne količine ulja.

Zupčani hidromotori nisu dali najbolje rezultate, pa se zato najviše upotrebljavaju krilni, a u najnovije vrijeme još više klipni hidromotori.

### 5.2.2. Hidraulički razvodnici

Razvodnici služe za razvođenje i usmjeravanje toka tekućine u uređaje za hidraulički pogon. Naime, u hidrauličkom pogonu treba osigurati pravocrtno (translatorno) i kružno kretanje; radnu tekućinu (ulje) treba od pumpe pomoću cijevi tako razvoditi i usmjeriti prema cilindru hidrauličkog motora, da se ostvari potrebno kretanje motornog klipa. Prema konstrukciji i načinu djelovanja, razvodnici mogu biti:

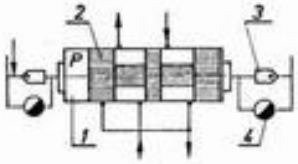
— slavine (pipci),
— klipni razvodnici,
— ventilski razvodnici.




**Sl. 5.3. Klipni razvodnik**
1 — klip; 2 — cilindar

Na slici 5.3. shematski je prikazan klipni razvodnik sa širokom primjenom u praksi. U cilindru (2) se pomiče klip (1) koji se pomoću ručice može postavljati u razne položaje u odnosu prema otvorima za dovod, odnosno odvod ulja. Na slici su označeni vodovi za dovod ulja od pumpe, odvod prema hidrauličkim motorima i obrnuto, kao i za slijevanje viška tekućine u spremnik. Promjenom položaja klipa razvodnika ulje se u toku hidrauličkog pogona razvodi i usmjerava upravo tamo gdje je potrebno. Na slici je prikazano ručno pomicanje razvodnika, ali je to najčešće mehanizirano.

Na slici 5.4. prikazana je shema klipnog razvodnika s hidrauličkim upravljanjem. Osnovni elementi ovog razvodnika jednaki su kao i kod prethodnog s ručnim pomicanjem. U cilindru (1) pomiče se klip (2). Za razliku od prethodnog klip se pomiče zbog djelovanja sile hidrostatičkog tlaka ulja. Ulje se pod tlakom uvodi u prostor cilindra s jedne ili s druge čeone strane klipa. Brzina pomicanja klipa regulira se prigušivačima (4). Okretni ventil služi za nezavisno reguliranje. Klipni razvodnici primjenjuju se za hidraulički pogon tamo gdje se ne zahtijeva visok stupanj brtvljenja i velik protok. U protivnom se upotrebljavaju ventilski razvodnici. Osim razvodnika, uređaji za hidraulički pogon raspolažu i drugim, za normalno funkcioniranje potrebnim sastavnim elementima, kao što su *prigušivači, ventili* i *pomoćni uređaji*.

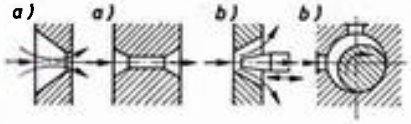



**Sl. 5.4. Shema klipnog razvodnika s hidrauličkim upravljanjem**
1 — cilindar; 2 — klip; 3 — okretni ventil; 4 — prigušivač

### 5.2.3. Prigušivači

Radnu tekućinu treba u hidrauličkom pogonu razvoditi i usmjeravati, a količinu mijenjati. To se može postići prigušivačima tako da se prolasku tekućine pruži manji ili veći hidraulički otpor. Prema tome da li se u toku rada može podešavati otpor, prigušivači mogu biti dvojaki:

— s neregulirajućim otporom (sl. 5.5.*a*),
— s regulirajućim otporom (sl. 5.5.*b*).

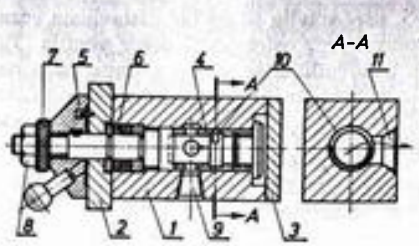



**Sl. 5.5. Prigušivač**
*a* — s neregulirajućim otporom; *b* — s regulirajućim otporom

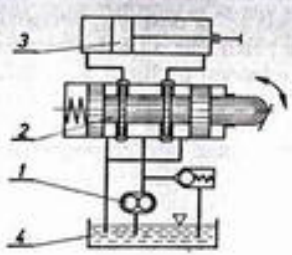
Na slici 5.5.*a* prva dva prigušivača ne mogu regulirati hidraulički otpor. U sustavu hidrauličkog pogona oni služe za stabilizaciju rada elemenata pogona. Druga dva shematski prikazana prigušivača (na istoj slici) mogu regulirati hidraulički otpor. Smanji li se protočni presjek, kao što je poznato iz hidrodinamike, povećaju se lokalni gubici, a ujedno smanji protok. Prema tome, ovim prigušivačima regulira se protok radne tekućine. Takvo reguliranje protoka u hidrauličkom pogonu često se primjenjuje za hidrauličke motore manje snage.

Na slici 5.6. prikazan je prigušivač s oznakom sastavnih dijelova. Ulje se prigušivaču dovodi kroz otvor (9), prolazi kroz otvor (10) koji se regulira prigušivačem (4) te kroz otvor (11) odlazi na mjesto upotrebe. Kao što je na primjerima (sl. 5.5) objašnjeno, i ovdje se protok regulira promjenom otvora (10) prigušivača (4). Na slici 5.6. vidi se da se prigušivač (4), u odnosu prema osi $O - O$ može postaviti u različite položaje, a posljedica je veći ili manji protočni presjek (10). Ovisno o protoku, otvor prigušivača (4) postavlja se u određeni položaj prstenom (7), a priteže i fiksira maticom (8).






**Sl. 5.6. Uzdužni presjek prigušivača**
1 — tijelo prigušivača; 2 — držač brtve; 3 — poklopac; 4 — prigušivač; 5 — podmetač; 6 — brtva; 7 — prsten za podešavanje veličine otvora za prolaz ulja; 8 — matica; 9 — otvor za dovod ulja u prigušivač; 10 — otvor na prigušivaču; 11 — izlazni otvor za ulje




**Sl. 5.7. Prigušni razvodnik**
1 — zupčasta pumpa; 2 — razvodnik; 3 — hidraulički motor; 4 — spremnik za ulje

Za ravnomjernu i postupnu promjenu brzine strujanja ulja u cijevima upotrebljava se i naročito vođeni prigušni razvodnik (sl. 5.7). Ulje se pumpom (1) dovodi razvodniku (2) iz spremnika (4). Pri pomicanju klipa razvodnika (2) iz neutralnog položaja, stvaraju se dva prolazna, prigušna otvora u kojima se vrši prigušivanje, i to jedan na odvodnom traktu ulja u hidraulički motor (3), a drugi na povratnom traktu. Presjek se smanjuje i pojavljuju se otpori, a time se regulira brzina protjecanja ulja kroz vodove.

### 5.2.4. Ventili

Hidraulički pogon ne može se zamisliti bez ventila. Oni propuštaju i zaustavljaju radnu tekućinu, usmjeruju struju tekućine i održavaju potreban tlak. Njima se postiže i određena sigurnost u radu cjelokupna postrojenja hidrauličkog pogona.

Prema namjeni ventili mogu biti *nepovratni, sigurnosni* ili *redukcijski*.

Slika 5.8. prikazuje uzdužni presjek nepovratnog ventila. Radna tekućina dovodi se kroz otvor (6). Djelujući na čelo klipa (3), stvara se sila hidrostatičkog tlaka potrebna za svladavanje sile opruge (4) i podizanje klipa sa sjedišta (5). Kada se klip odvoji od svog sjedišta, oslobođen je prolaz ulja prema otvoru (7) i dalje u odvodnu cijev. Promijeni li tekućina smjer strujanja, pritisnut će klip na sjedište kroz otvore (2) na dnu klipa (3). Tako je sprječeno strujanje u suprotnom smjeru.

Ventil sigurnosti oslobađa prolaz za prelijevanje radne tekućine u spremnik kad tlak tekućine naraste iznad dopuštene vrijednosti. Tako se tlak smanjuje na dopuštenu vrijednost.

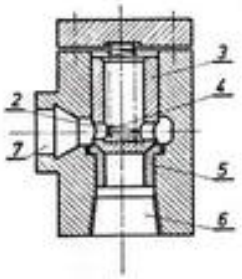
Sigurnosni ventili mogu biti *kuglični, konični* ili *plunžerni*.

Kuglični ventili primjenjuju se za niske tlakove, konični za srednje, a plunžerni za više tlakove.

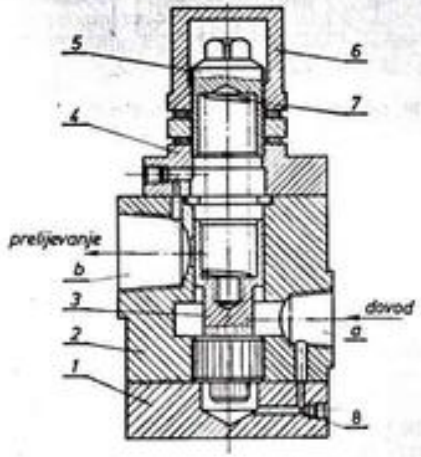
Slika 5.9. prikazuje plunžerni ventil sigurnosti koji se najviše primjenjuje. Za razliku od nepovratnog ventila, kod plunžernog se ventila primjenjuju snažne op-

ruge (7), koje treba da održe ravnotežu sa silama hidrostatičkog tlaka sve dok se ne prekorači granični, maksimalni dopušteni tlak.

Kada se on dostigne, odnosno prekorači, uspostavlja se do tad rastavljena veza između priključka *a* i *b*, i višak tekućine, prošavši kroz oslobođeni otvor ventila (3), odlazi odnosno prelijeva se, a tlak tekućine u dovodu *a* sa strane pumpe pada na dopuštenu vrijednost. Plunžer (3) pomiče se sa sjedišta pritiskom tekućine na čelo plunžera, a tekućina se dovodi kroz kalibrirani otvor (8) na tijelu donjeg poklopca (1). Naprezanje opruge podešava se vijkom (5).




**Sl. 5.8. Uzdužni presjek nepovratnog ventila**
1 — držač opruge ventila; 2 — otvor za prolaz ulja; 3 — tijelo povratnog ventila; 4 — opruga; 5 — sjedište ventila; 6 — otvor za ulaz ulja; 7 — otvor za izlaz ulja




**Sl. 5.9. Uzdužni presjek ventila sigurnosti**
1 — donji poklopac; 2 — kućište; 3 — plunžer; 4 — gornji poklopac; 5 — vijak za reguliranje napona opruge; 6 — matica; 7 — opruga; 8 — kalibrirani otvor; *a* — otvor za dovod tekućine; *b* — otvor za odvod tekućine

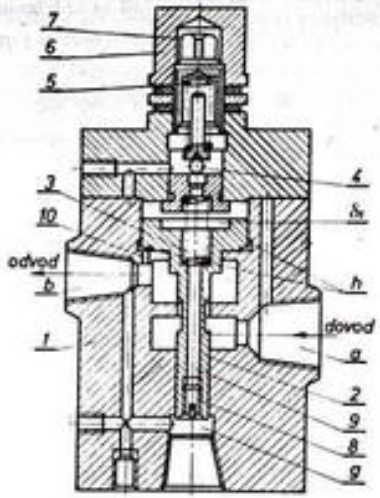
Na slici 5.10. prikazan je uzdužni presjek redukcijskog ventila kojemu je osnovna uloga redukcija tlaka tekućine. Impuls za njegovo pokretanje potječe od tlaka tekućine na izlazu iz ventila. To znači, kada tlak tekućine iza ventila poraste iznad granične, dopuštene vrijednosti, djelovanje povišenog tlaka tekućine svladava silu djelovanja opruge, ventil se pritvara i otežava protjecanje tekućine. Pomicanje ventila popraćeno je gubicima i traje sve dok se iza ventila ne ostvari određen tlak tekućine koja protječe.

Opruga (5) koja posredno pritiskuje kuglicu ventila (4) podešava se vijkom (7). Ako je tlak tekućine u granicama dopuštenog, kuglica naliježe na sjedište, a plunžer (2), pritisnut oprugom (3), nalazi se u krajnjem donjem položaju.

U tom položaju plunžera spojeni su prostor *a* sa strane pumpe i *b* sa strane odvoda tekućine iz ventila, pa tekućina normalno protječe kroz ventil. Pri tome su tlakovi s obje strane izjednačeni. Naraste li tlak iza ventila toliko da svlada oprugu (5), tekućina iz prostora *g* dospijeva u prostor *b* kroz prigušivač (8). Kuglica (4) diže se i oslobađa tekućini put za prelijevanje u spremnik.



Zbog prigušivanja u prigušivaču (8), tlak ulja u prostoru *g* i *h* veći je od tlaka u prostoru *b*. Zbog razlike tlaka, plunžer (2) se pomiče prema gore. Time plunžer (2) otežava strujanje ulja iz *a* prema *b*. Zbog toga će se tlak ulja sa strane pumpe, u prostoru *a*, postupno povećavati. Ravnoteža plunžera (2) nastupit će kada se sile u prostoru *g* i *h* uravnoteže sa silom u prostoru *δ* i silom opruge (3). Ako se tlak u prostoru *h* iz bilo kojeg razloga smanji, ravnoteža će se poremetiti, jer su se smanjile sile koje djeluju na plunžer (2), zbog smanjenog tlaka u prostoru *h* i *g*. Djelovanjem opruge (3), plunžer se pomiče prema dolje, pri čemu se protočni presjek povećava, a s porastom protoka na strani *h* postupno se povisuje i tlak. Proces traje sve dok se ne uspostavi novo ravnotežno stanje.




**Sl. 5.10. Uzdužni presjek redukcijskog ventila**
1 — kućište ventila; 2 — plunžer; 3 — opruga; 4 — kuglasti ventil; 5 — opruga; 6 — matica; 7 — vijak za reguliranje napona opruge; 8 — prigušivač; 9 — vreteno ventila; 10 — provrt na sjedištu ventila; *a* — otvor za dovod tekućine; *b* — otvor za odvod tekućine

### 5.2.5. Simboli za crtanje hidrauličkih shema

Za crtanje hidrauličkih shema danas se najviše upotrebljavaju simboli VDMA (Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten e. V.). Ovdje su navedeni neki najvažniji.

Hidraulička pumpa za konstantnu količinu ulja koja radi u jednom smjeru

Regulacijska hidraulička pumpa koja radi u jednom smjeru

Regulacijska hidraulička pumpa koja radi u dva smjera

Rotacijski hidromotor s konstantnom količinom ulja na jedan okret — radi samo u jednom smjeru

Rotacijski regulacijski hidromotor koji radi u dva smjera

Hidraulički cilindar (hidromotor za pravocrtno kretanje) koji radi u dva smjera — klipnjača samo s jedne strane

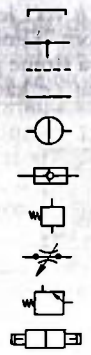
Hidraulički cilindar koji radi u dva smjera — klipnjača s obje strane

Hidraulički cilindar s diferencijalnim klipom

Hidraulički razvodnik s dva položaja (broj kvadrata označava broj položaja)

Crta sa strelicom u unutrašnjosti kvadrata označava put i smjer protoka ulja

Ventil s dva položaja i četiri priključka (4/2 ventil). Strelice označavaju put i smjer protoka ulja



Hidrauličko upravljanje ventilom

Ventil za ograničavanje tlaka ulja s oprugom i priključkom na povratni vod (regulacijski i sigurnosni ventili)

Regulacijski prigušni ventil

Ventil za ograničavanje tlaka ulja s oprugom u povratnom vodu (ventil za zadržavanje ulja)

Nepovratni ventil. Dopušteno je crtanje bez pravokutnika

Filtar

Glavni vod

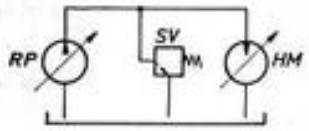
Vod za upravljanje i regulaciju

Spoj vodova

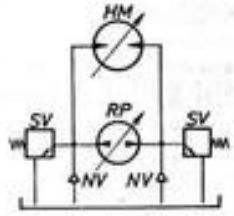
Otvoreni spremnik

### 5.2.6. Hidraulički regulacijski sustavi

Pumpa i hidromotor veže se međusobno cijevima, ventilima i drugim hidrauličkim elementima u hidrauličke optočne sustave. Najjednostavniji takav sustav je otvoreni optočni sustav za kružno kretanje (sl. 5.11). Taj se sustav sastoji od regulacijske pumpe RP koja usisava ulje iz otvorenog spremnika i šalje prema hidromotoru. *HM*. To ulje pokreće hidromotor, a zatim se vraća u spremnik, gdje se ulje rashlađuje i smiruje. U cijev između pumpe i hidromotora uključen je sigurnosni ventil *SV* koji se otvara kad je hidromotor preopterećen, pa je zbog toga tlak ulja porastao iznad dopuštene granice. Broj okreta hidromotora možemo regulirati količinom ulja koje prebacuje pumpa *RP*. Hidromotor može biti i bez regulacije ako ne trebamo veliko mjenjačko područje brojeva okreta.




**Sl. 5.11. Otvoreni optočni regulacijski sustav**



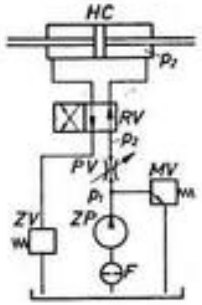

**Sl. 5.12. Zatvoreni optočni regulacijski sustav**

Zanimljiv je zatvoren optočni sustav za kružno kretanje sl. (5.12). Pumpa R*P* šalje ulje hidromotoru *HM*, a iz hidromotora ulje se vraća u usisnu cijev pumpe, tako da ulje neprestano kruži u tom zatvorenom krugu. Kao kod prvog sustava i ovdje hidromotor može biti bez regulacije ili s regulacijom, prema mjenjačkom području koje nam je potrebno. Ako pumpa može raditi u dva smjera, hidromotoru, osim regulacije broja okreta, možemo mijenjati i smjer okretanja. Kako su u tom primjeru cijevi koje spajaju pumpu s hidromotorom naizmjenično obje tlačne, s obje strane treba ugraditi sigurnosne ventile *SV*. Nepovratni ventili *NV* služe za nadopunjavanje sustava uljem kada se u cijevima pojavi podtlak zbog gubitaka ulja kroz razna brtvila. Spremnik ne sudjeluje u radu sustava. U njemu se samo skuplja ulje koje iscuri kroz brtvila, a služi istodobno i za nadopunjavanje sustava dodatnim uljem.

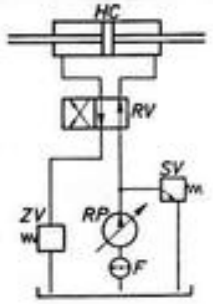


U jednom i drugom sustavu može se regulirati količina ulja što ga pumpa dobavlja od nule do maksimalne količine, a tako se regulira i broj okreta hidromotora.

Pri pravocrtnom kretanju brzinu možemo regulirati najjeftinije otvorenim hidrauličkim sustavom s prigušivanjem, kakav je prikazan shematski na slici 5.13. Pumpa za konstantnu količinu ulja *ZF* usisava ulje iz spremnika preko filtra *F* i šalje ga kroz prigušni ventil *PV* do razvodnog ventila *RV*. Razvodni ventil propušta ulje naizmjence na desnu ili lijevu stranu klipa u hidraulički cilindar *HC*, pa se klip kreće čas lijevo, čas desno. Ulje sa suprotne strane klipa, koje je već obavilo rad, vraća se kroz razvodni ventil *RV* i ventil za zadržavanje ulja *ZV* natrag u spremnik.




**Sl. 5.13. Otvoreni hidraulički regulacijski sustav s prigušivanjem**




**Sl. 5.14. Hidraulički regulacijski sustav s regulacijskom pumpom**

Tlak ulja između pumpe *ZP* i prigušnog ventila *PV* je približno konstantan ($p_1$). Taj tlak održava regulacijski ventil *NV* koji ovisno o ventilu *PV* vraća više ili manje ulja u spremnik. Iza prigušnog ventila pa sve do unutrašnjosti cilindra *HC* stvori se tlak $p_2$ koji je određen vanjskim opterećenjem (silama rezanja). Osim ručne regulacije prigušnog ventila *PV*, razlika tlakova $\Delta p = p_1 - p_2$ određuje količinu ulja koja prolazi kroz ventile *PV* i *RV* u cilindar. Što više otvaramo ventil *PV*, veća je količina ulja i klip se brže kreće. Istodobno brzinu klipa dodatno određuje vanjsko opterećenje (slika rezanja). Što je to opterećenje veće, veći je tlak $p_2$ i manja razlika $\Delta p$ koja tjera ulje kroz ventil *PV*.

Budući da brzina kretanja, osim o ručnoj regulaciji ventila *PV*, ovisi i o vanjskom opterećenju, taj sustav dobar je samo za strojeve kod kojih su sile rezanja praktički konstantne ili vrlo male (pogon radnog stola brusilica) ili za strojeve kod kojih želimo da se brzina prilagođava automatski silama rezanja (stroj za piljenje). Zbog vrlo slabog stupnja iskorištenja kod malih brzina (pri jakom prigušivanju ventila *VP* nastupaju veliki gubici u ventilu *NV*), sustav ne dolazi u obzir za strojeve s velikim snagama (blanjalice). Ako je potrebno pravocrtno kretanje s brzinom koja ne ovisi o opterećenju i ima razmjerno dobru iskoristivost, može se upotrijebiti otvoreni hidraulički sustav s regulacijskom pumpom prema slici 5.14.

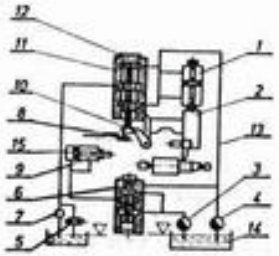
Regulacijska pumpa *RP*, kod koje ručno reguliramo količinu ulja, usisava ulje iz spremnika preko filtra *F* i šalje ga kroz razvodni ventil *RV*. Razvodni ventil propušta ulje naizmjence na desnu ili lijevu stranu klipa u hidraulički cilindar *HC*, pa se prema položaju razvodnog ventila klip kreće lijevo ili desno. Ulje se sa suprotne strane klipa vraća u spremnik kroz razvodni ventil *RV* i ventil za zadržavanje ulja *ZV*. Tlak ulja jednak je od pumpe *RP* do hidrauličkog cilindra *HC*, a

određen je vanjskim opterećenjem (silama na alatnom stroju). Sigurnosni ventil *SV* stalno je zatvoren. Otvara se samo u slučaju preopterećenja stroja. Po konstrukciji taj ventil može biti sličan ventilu *MV* na slici 5.13, ali mu je funkcija sasvim druga. Brzinu klipa u hidrauličkom cilindru određuje isključivo pumpa *RP*, tako da brzina praktički ne ovisi o opterećenju stroja. Kako pumpa prebacuje samo onu količinu ulja koja je stvarno potrebna, iskoristivost je relativno dobra i kod malih brzina.

Ventil za zadržavanje ulja *ZV* kod sustava s prigušivanjem prema slici 5.13. ima dvostruki zadatak: on zadržava ulje da ne bi potpuno iscurilo kada stroj ne radi i tako sprečava pristup zraka u uređaj, a s druge strane smanjuje udare i brze promjene brzina pri naglom rasterećenju stroja.

Kod uređaja s regulacijskom pumpom (sl. 5.14) ventil *ZV* potreban je jedino da spriječi pristup zraka, pa se kod nekih jednostavnijih strojeva i ne ugrađuje.

Na slici 5.15. prikazana je shema hidrauličkog dvokoordinatnog pogona poluautomatskog kopirnog tokarskog stroja. Pumpa opskrbljuje uljem radni cilindar (9), koji služi za vodoravno uzdužno kretanje alata i analogno kretanje kopira i klipnog razvodnika (11). Poprečno vertikalno pomicanje alata i uređaja za kopiranje osigurano je radnim cilindrom (1) i razvodnikom (11) za analogno kretanje.



**Sl. 5.15. Shema hidrauličkog dvokoordinatnog pogona poluautomatskog kopirnog tokarskog stroja**
1 — radni cilindar; 2 — nosač noža; 3 — prigušni ventil; 4 — prigušivač; 5 — pumpa; 6 — automatski regulator brzine; 7 — ventil sigurnosti; 8 — šablona (etalon) predmeta koji se izrađuje; 9 — radni cilindar kojim se ostvaruje uzdužno kretanje noža i kopira; 10 — poluga; 11 — razvodnik; 12 — opruga; 13 — odvodni vod za ulje; 14 — spremnik za ulje; 15 — klipnjača

Iz slike 5.15. vidi se da je kućište razvodnika (11) spojeno s nosačem alata (2). Opruga (12) pritiskuje klip razvodnika tako da se ovaj tlak preko klipnjače razvodnika prenosi na polugu (10), čime je primorana da klizi po šabloni (etalonu) (8) predmeta koji se izrađuje. Kada se poluga (10) spušta, pomiče se klip razvodnika (11) zbog djelovanja opruge (12). Tako pomaknut klip razvodnika (11) oslobađa prolaz ulju u prostor radnog cilindra (1) iznad klipa. Ulje se klipnom razvodniku (11) potiskuje pumpom (5). Prekoračenje dopuštenog tlaka sprečava ventil sigurnosti (7). Silom tlaka prispjelog ulja u radni cilindar (1) pomiče se nosač noža (2) prema dolje, sve dok se klipnjača razvodnika preko poluge (10) ne vrati u prethodni položaj. Prema tome, kretanje alata analogno je kretanju razvodnika (11), odnosno uređaju za kopiranje. Ulje koje klip potiskuje ispred sebe, iz radnog prostora cilindra (1) s donje strane, vraća se preko razvodnika (11), odvodnog voda (13) i prigušivača (4) u spremnik ulja (14). Pri obrnutom smjeru kretanja alata i kopira, tj. prema gore, sve je slično kao i za prethodan smjer kretanja, osim što se radnom cilindru (1) ulje dovodi ispred klipa. Uzdužno kretanje noža i kopira ostvaruje se pomoću radnog cilindra (9). Iz slike se vidi da se kretanje klipa radnog cilindra (9) preko klipnjače (15) prenosi neposredno na nosač alata (2). Razumljivo je da će i držač (2)



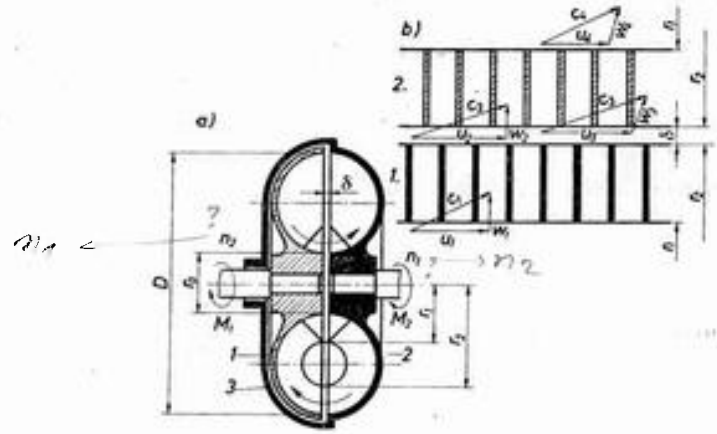
i razvodnik (11) izvoditi u svemu istovjetno kretanje. Radni cilindar (9) snabdijeva se uljem preko pumpe (5) i razvodnika (na shemi nije prikazan). Ako se ulje dovodi u desni prostor cilindra (9), klip, suport i razvodnik kreću se zdesna ulijevo. Ulje se iz lijevog prostora radnog cilindra (9) odvodi preko automatskog regulatora brzine (6) i prigušnog ventila (3) u spremnik (14). Prigušni ventil (3) služi za regulaciju protoka, odnosno brzine za uzdužno kretanje, a prigušivač (4) za poprečno kretanje.

## 5.3. HIDRAULIČKI PRIJENOSNICI

### 5.3.1. Hidrauličke spojke

Spojkama se može okretni moment prenositi s jednog vratila na drugo. Posebnu vrstu spojki čine hidrauličke spojke. Bitno je obilježje tih spojki, u odnosu prema mehaničkim spojkama, što elementi preko kojih se prenosi moment s vodećeg vratila na vođeno vratilo nisu neposredno u zahvatu. Kod hidrauličkih prijenosnika taj se prijenos ostvaruje posredno — tekućinom koja kruži kroz međulopatične kanale osnovnih sastavnih dijelova hidrauličkog prijenosnika — pumpe i turbine. Pri takvom zatvorenom cirkuliranju tekućine nastaju i potrebne energijske transformacije u osnovnim dijelovima prijenosnika. Ovisno o toku transformacije energije u osnovnim elementima prijenosnika, moguće je mijenjati okretne momente ili ih pak zadržati jednake, i pri tome zadržati izvanredno elastičnu i istodobno kontinuiranu promjenu broja okreta.

Postoje dva osnovna predstavnika hidrauličkog prijenosa:
— *hidraulička spojka*
— *hidraulički transformator*.



**Sl. 5.16. Hidraulička spojka**
*a* — uzdužni presjek spojke; *b* — trokuti brzina na rotoru pumpe (1) i turbine (2); 1 — rotor pumpe; 2 — rotor turbine; 3 — kućište hidrauličke spojke

Na slici 5.16.*a*. prikazan je uzdužni presjek hidraulične spojke. Radno kolo (1) centrifugalne pumpe učvršćeno je na vodećem vratilu. Pri tome se vodeće vratilo okreće na $n_1$ okreta i prenosi se okretni moment $M_1$. Na vođenom vratilu naglavljeno je radno kolo hidrauličke turbine (2), koje se okreće s $n_2$ okreta u sekundi i prima i prenosi okretni moment $M_1$. Oba kola smještena su u kućište (3). Aksijalna zračnost između radnih kola pumpe i turbine iznosi $\delta = 3 - 10$ mm.

Iz slike 5.16. vidi se da tekućina struji iz radnog kola pumpe u radno kolo turbine, pa iz njega ponovno u kolo pumpe, kako je to na slici označeno strelicama. Na slici 5.16. desno, prikazani su karakteristični trokuti brzina za oba kola. Ukupan stupanj iskoristivosti hidrauličkog prijenosnika izražava se kao umnožak pojedinih stupnjeva iskoristivosti:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_{1m} \cdot \eta_{2m} = \eta_p \cdot \eta_T, \tag{5.1}$$

$$\eta = \eta_P \cdot \eta_T = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}, \tag{5.2}$$

$\eta$ — stupanj iskoristivosti hidrauličkog prijenosnika,
$\eta_v$ — zapreminski (volumetrijski) stupanj iskoristivosti,
$\eta_h$ — hidraulički stupanj iskoristivosti,
$\eta_{1m}, \eta_{2m}$ — mehanički stupanj iskoristivosti pumpe, odnosno turbine,
$\eta_T$ — stupanj iskoristivosti turbine,
$\eta_P$ — stupanj iskoristivosti pumpe,
$M_1$ — okretni moment na vodećem (pogonskom) vratilu,
$M_2$ — okretni moment na vođenom (gonjenom) vratilu,
$n_1, n_2$ — broj okreta vodećeg, odnosno, vođenog vratila.

Hidraulička spojka prenosi okretne momente bez promjene njihove vrijednosti:

$$M_1 = M_2 \tag{5.3}$$

pa je iz izraza (5.2) stupanj iskoristivosti hidrauličke spojke:

$$\eta = \frac{n_2}{n_1}. \tag{5.4}$$

Omjer broja okreta vodećeg i vođenog vratila je prijenosni omjer:

$$i = \frac{n_1}{n_2}, \tag{5.5}$$

a njegova recipročna vrijednost redukcijski faktor:

$$k = \frac{1}{i} = \frac{n_2}{n_1}. \tag{5.6}$$

Iz izraza (5.4) i (5.6) slijedi:

$$\eta = k. \tag{5.7}$$



Budući da je stupanj iskoristivosti hidrauličke spojke $\eta < 1$, to je $n_1 > n_2$, tj. pri ovom hidrauličkom prijenosu okretnog momenta nastaje izvjesno klizanje. Mogli bismo reći da se hidraulički prijenos energije vrši uz smanjenje vrijednosti kutne brzine vođenog vratila, odnosno turbinskog kola. Ta pojava uzima se u obzir koeficijentom klizanja $s$:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1}. \tag{5.8}$$

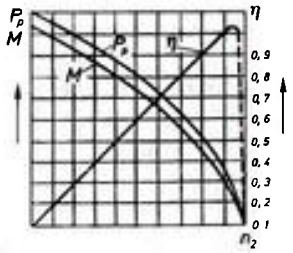
U praksi su vrijednosti koeficijenta klizanja od $s = 3$ do 5%. Vrijednosti stupnja iskoristivosti hidrauličke spojke $\eta =$ do 0,98.

Nešto više o tome saznat ćemo i pomoću vanjske karakteristike hidrauličke spojke. Ona grafički izražava ovisnost okretnog momenta i stupnja iskorištenja o broju okreta $n_2$ turbinskog (vođenog) vratila, pri postojanom broju okreta $n_1$ vodećeg vratila (vratila pumpe).

Karakteristika hidrauličke spojke konstruira se na osnovi podataka dobivenih ispitivanjem slično kao i karakteristike centrifugalne pumpe. Pri ispitivanju hidrauličke spojke, volumen spojke je potpuno ili djelomično ispunjen radnom tekućinom (uljem). I uljem sasvim ispunjen radni volumen spojke mora imati slobodni prostor za prihvaćanje nastale pare ulja u toku rada spojke, kao i prostor za prihvaćanje stanovite količine zraka.

Na slici 5.17. prikazane su vanjske karakteristike hidrauličke spojke. Osim krivulja $M = f_1(n_2)$ i $\eta = f_2(n_2)$, dana je i krivulja $P_p = f_3(n_2)$.

Kao što se vidi iz slike 5.17, povoljnije vrijednosti stupnja iskorištenja odgovaraju većim brojevima okreta $n_2$, a s okretnim momentima je obrnuto.




**Sl. 5.17. Vanjske karakteristike hidrauličke spojke**

Inače, okretni momenti mogu se odrediti koristeći se primjenom zakona o količini kretanja. Na osnovi tog zakona i trokuta brzina sa slike 5.16.*b*, okretni momenti jesu:

za rotor pumpe:

$$M_{1\infty} = \rho \cdot Q \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}), \tag{5.9}$$

za rotor turbine:

$$M_{2\infty} = \rho \cdot Q \cdot (r_2 \cdot c_{3u} - r_4 \cdot c_{4u}), \tag{5.10}$$

$Q$ — protok ulja,

$r_1 = r_{a1}, r_2 = r_3$ — polumjeri ulaznih i izlaznih presjeka rotora,

$M_{1\infty}, M_{2\infty}$ — okretni momenti rotora pumpe, odnosno turbine s beskonačnim brojem lopatica,

$c_{1u}, c_{2u}, c_{3u}, c_{4u}$ — obodne komponente odgovarajućih apsolutnih brzina.

Okretni moment $M_1$ rotora pumpe za konačan broj lopatica pretvara se u okretni moment $M_2$ turbine također s konačnim brojem okreta tako da pri približno konstantnoj snazi pumpe $P_1$ okretni moment $M_2$ raste sa smanjenim brojem okreta $n_2$ vratila turbine:

$$M_2 = \frac{P_1}{\omega} \cdot \eta \ [\text{N m}], \qquad (5.11)$$

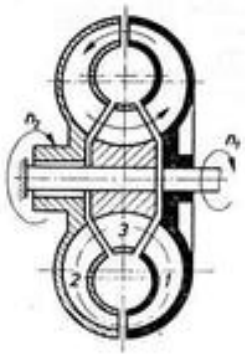
$\eta$ — stupanj iskoristivosti hidrauličkog prijenosnika.

### 5.3.2. Hidraulički transformatori

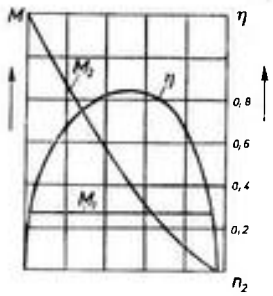
Hidrauličkom spojkom prenosi se i okretni moment bez izmjene vrijednosti (bez transformacije). Međutim, kod hidrotransformatora je upravo promjena, transformacija vrijednosti okretnog momenta koji se prenosi, bitna karakteristika procesa prijenosa. Dakle, umjesto jednakosti dane izrazom (5.3), dobit će se nejednakost:

$$M_1 \neq M_2. \qquad (5.12)$$

Zbog te bitne razlike u pogledu karakteristike procesa prijenosa energije, postoji izvjesna konstrukcijska razlika između hidrauličke spojke i transformatora. Kao i u slučaju spojke, radno kolo (1) centrifugalne pumpe, navučeno na vodeće vratilo dobiva pogon od pogonskog motora. Radna materija (ulje) s povećanom potencijalnom energijom u kolu pumpe struji u međulopatični prostor radnog kola turbine




**Sl. 5.18. Hidraulički transformator**
1 — rotor pumpe; 2 — rotor turbine; 3 — reaktor




**Sl. 5.19. Vanjske karakteristike hidrauličkog transformatora**



(2). U odnosu prema kolu pumpe, turbinsko kolo okreće se mnogo manjom kutnom brzinom $\omega_2$. Za razliku od spojke, radna materija, pošto je napustila turbinsko kolo, ne ulazi neposredno u kolo pumpe, već se na kolo usmjerava lopaticama nepokretnog reaktora (3). Na slici 5.18. prikazani su osnovni elementi hidrauličkog transformatora. U reaktoru nastupa promjena momenta količine kretanja ulja između pumpe i turbine, a posljedica toga je izmjena vrijednosti brzine i okretnog momenta vođenog vratila.

Na slici 5.19. prikazane su vanjske karakteristike hidrotransformatora, konstruirane jednako kao i vanjske karakteristike hidrauličke spojke. Najmanjim brojevima okreta $n_2$ vođenog turbinskog vratila, odgovara najveći okretni moment $M_2$, pri gotovo konstantnom momentu vodećeg vratila $M_1$. U odnosu prema spojci, graf $\eta = f_3(n_2)$ na toj slici pokazuje da su stupnjevi iskoristivosti hidrauličkog transformatora niži, da ne mogu dostići gornju granicu stupnja iskoristivosti spojke ($\eta = 0{,}98$), već jedva oko 0,83. Zbog nejednakosti izraza (5.12), stupanj iskoristivosti hidrotransformatora, prema izrazu (5.2), bit će:

$$\eta = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = K \cdot k = \frac{K}{i} \qquad (5.13)$$

$K = \frac{M_2}{M_1}$ — odnos okretnih momenata turbine i pumpe — koeficijent transformacije,

$k = \frac{n_2}{n_1}$ — redukcijski faktor,

$i = \frac{n_1}{n_2}$ — prijenosni omjer.

Pitanja za provjeru znanja

1. Koja je uloga razvodnika u hidrauličkom pogonu?
2. Kakvi se po obliku razvodnici primjenjuju?
3. Koja je uloga prigušivača u hidrauličkom pogonu?
4. Skicirajte prigušivač s mogućnošću reguliranja otpora.
5. Kakvi mogu biti ventili prema namjeni?
6. Skicirajte povratni ventil.
7. Opišite djelovanje plunžernog ventila sigurnosti.
8. Skicirajte i objasnite rad redukcijskog ventila.
9. Nacrtajte nekoliko najvažnijih simbola za crtanje hidrauličkih shema.
10. Nacrtajte i objasnite najjednostavniji hidraulički optočni sustav za Q = konst.
11. Nacrtajte i objasnite zatvoreni hidraulički optočni sustav.
12. Kako se može regulirati brzina kod pravocrtnog kretanja otvorenim optočnim sustavom s prigušivanjem?
13. Objasnite i nacrtajte shemu hidrauličkog pogona zatvorenog optočnog sustava s količinskom regulacijom.
14. Usporedite hidraulički pogon zatvorenog optočnog sustava s količinskim i prigušnim reguliranjem.
15. Objasnite hidraulički pogon dvokoordinatnog kopirnog poluautomatskog tokarskog stroja.
16. Na kojem načelu radi hidraulička spojka?
17. Kako se izračunava stupanj iskoristivosti hidrauličkog prijenosnika?
18. Što je stupanj klizanja kod hidrauličke spojke?
19. Koje su bitne razlike između hidrauličke spojke i hidrauličkog transformatora?
20. Kako se izračunava stupanj iskoristivosti hidrauličkog transformatora?

**Literatura,**

**M. N. Obradović, Mehanika fluida, Građevinska knjiga, Beograd, 1962.**
**M. N. Obradović, Osnova turbostrojeva, Građevinska knjiga, Beograd, 1962.**
**D. Horvat, Vodne turbine, Tehnička knjiga, Zagreb, 1955.**
**Praktičar 3, Školska knjiga, Zagreb, 1973.**
**R. Kraut, Strojarski priručnik, Zagreb, 1963.**
**M. Pečornik, Osnovi hidrauličkih strojeva, Rijeka, 1972.**
**K. Ritter, Pumpe za tečnost, Beograd, 1951.**
**A. A. Uginčus, Gidravlika i gidravličeskie mašiny, Harkov, 1966.**
**M. D. Ajzenštajn, Centrobrežnije nasosy dlja neftjanoj promišljenosti Gostoptenizdar, Moskva, 1957.**
**V. M. Čerkaski, T. M. Romanova, R. A. Kaulj, Nasosy, kompresory, ventilatory, Moskva, 1968.**
**T. M. Bašta, Obemnie nasosy i gidravličeskie dvigateli gidrosistem, Mašinostroenie, Moskva, 1974.**



# PRILOG

Međunarodni sustav jedinica usvojen je na XI zasjedanju generalne konferencije za utege i mjere 1960. godine. Upotpunjen je 1969. godine uvođenjem količine tvari kao osnovne fizičke veličine i pripadajuće jedinice mol. SI se temelji na sedam osnovnih i neovisnih fizičkih veličina i pripadajućih osnovnih jedinica. Također su prihvaćeni određeni prefiksi kojima se od osnovnih jedinica tvore njihovi višekratnici. Za kut i ugao njie donesena odluka pa se za sada smatraju dopunskim veličinama. Ostale fizičke veličine izvode se pomoću sedam osnovnih, a analogno i odgovarajuće jedinice. Radi praktičnosti neke izvedene jedinice imaju posebna imena i posebne simbole.

## 1.1 OSNOVNE FIZIČKE VELIČINE I DEFINICIJE OSNOVNIH SI-JEDINICA

U tablici 1. navedeno je sedam fizičkih veličina osnovnih i međusobno neovisnih prema SI zajedno sa simbolima i osnovnim jedinicama SI.

**Tablica 1.** *Osnovne fizičke veličine*

| Fizička veličina | | Osnovna SI-jedinica | |
|---|---|---|---|
| Naziv | Simbol | Naziv | Simbol |
| duljina | $l$ | metar | m |
| masa | $m$ | kilogram | kg |
| vrijeme | $t$ | sekunda | s |
| električna struja | $I$ | ampere (amper)* | A |
| termodinamička temperatura | $T$ | kelvin** | K |
| količina tvari | $n$ | mol | mol |
| intenzitet svjetlosti | $I_v$ | kandela | cd |

* Prema André Marie Ampèreu (1775—1836). U zagradi je naveden fonetski oblik.
** Prema Williamu Thomsonu, lordu Kelvinu (1824—1907).

## 1.2. IZVEDENE VELIČINE I JEDINICE

Izvedene veličine definirane su odnosima neovisnih veličina. Istim jednadžbama kojima su definirane izvedene veličine definiraju se i pripadajuće jedinice, koje u nekim slučajevima radi praktičnosti imaju posebna imena i simbole. Od CGPM prihvaćene izvedene jedinice s posebnim nazivima navedene su u tablici 2.

U tablici 3. navedene su fizičke veličine mehanike uz definicije, simbole i SI-jedinice. Nazivi i simboli veličina odvojeni zarezom podjednako se preporučuju, dok se oni u zagradama smatraju manje prikladnim. Nazivi na *engleskom jeziku* i simboli preporučeni su od Međunarodnog saveza za čistu i primijenjenu kemiju (IUPAC) i Međunarodnog saveza za čistu i primijenjenu fiziku (IUPAP).

U tablici 4. navedene su neke jedinice koje nisu uključene u SI, a koje su se češće rabile u fizičkoj kemiji. Mnogo opširniji pregledi različitih jedinica kao i njihovi međusobni odnosi mogu se naći u knjizi M Brezinšćaka: Mjerenje i računanje u tehnici i znanosti, Tehnička knjiga, Zagreb, 1971.

**Tablica 2.** *Izvedene SI-jedinice s posebnim imenima*

| Fizička veličina | Naziv jedinice | | Simbol jedinice | Definicija jedinice | | Jedinica nazvana prema |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | etimološki | fonetski | | | | |
| sila | newton | njutn | N | $kg\ m\ s^{-2}$ | | Isaac Newton (1642—1727) |
| tlak | pascal | paskal | Pa | $kg\ m^{-1}\ s^{-2}$ | $N\ m^{-2}$ | Blaise Pascal (1623—1662) |
| energija | joule | džul | J | $kg\ m^2\ s^{-2}$ | $N\ m$ | James Prescott Joule (1818—1889) |
| snaga | watt | vat | W | $kg\ m^2\ s^{-3}$ | $J\ s^{-1}$ | James Watt (1736—1819) |
| električni naboj | coulomb | kulon | C | $A\ s$ | | Charles Auguste de Coulomb (1736—1806) |
| električni potencijal | volt | volt | V | $kg\ m^2\ s^{-3}\ A^{-1}$ | $J\ C^{-1}$ | Alessandro Volta (1745—1827) |
| električni otpor | ohm | om | Ω | $kg\ m^2\ s^{-3}\ A^{-2}$ | $VA^{-1}$ | Georg Simon Ohm (1787—1854) |
| električna vodljivost | siemens | simens | S | $kg^{-1}\ m^{-2}\ s^3\ A^2$ | $\Omega^{-1}$ | Werner von Siemens (1816—1892) |
| električni kapacitet | farad | farad | F | $kg^{-1}\ m^{-2}\ s^4\ A^2$ | $C\ V^{-1}$ | Michael Faraday (1791—1867) |
| magnetski tok | weber | veber | Wb | $kg\ m^2\ s^{-2}\ A^{-1}$ | $V\ s$ | Wilhelm Weber (1804—1891) |
| induktivnost | henry | henri | H | $kg\ m^2\ s^{-2}\ A^2$ | $V\ A^{-1}\ s$ | Joseph Henry (1799—1878) |
| magnetska indukcija | tesla | tesla | T | $kg\ s^{-2}\ A^{-1}$ | $V\ s\ m^{-2}$ | Nikola Tesla (1856—1943) |
| frekvencija | hertz | herc | Hz | $s^{-1}$ | | Heinrich Hertz (1857—1894) |
| svjetlosni tok | lumen | lumen | lm | $cd\ sr$ | | |
| osvijetljenost | lux | luks | lx | $cd\ sr\ m^{-2}$ | $lm\ m^{-2}$ | |
| (radio)aktivnost | becquerel | bekerel | Bq | $s^{-1}$ | | Antoine Henry Becquerel (1852—1908) |
| apsorbirana doza | gray | grej | Gy | $m^2\ s^{-2}$ | $J\ kg^{-1}$ | Louis Harold Gray (1905—1965) |





**Tablica 3.** *Mehanika*

| Fizička veličina | Simbol | Definicija | Jedinica |
|---|---|---|---|
| duljina; *length* | $l$ | | m |
| visina; *height* | $h$ | | m |
| širina; *breadth* | $b$ | | m |
| promjer, dijametar; *diameter* | $d$ | | m |
| put; *path* | $s$ | | m |
| duljina luka; *length of arc* | $s$ | | m |
| valna duljina; *wavelength* | $\lambda$ | | m |
| polumjer, radijus; *radius* | $r$ | | m |
| debljina; *thickness* | $\delta$ | | m |
| valni broj; *wavenumber* | $\sigma, \tilde{\nu}$ | $\tilde{\nu} = 1/\lambda$ | $m^{-1}$ |
| površina; *area* | $A, S, (A_s)$ | $A = \int l\,db$ | $m^2$ |
| volumen, obujam; *volume* | $V$ | $V = \int A\,dh$ | $m^3$ |
| kut, kut u ravnini; *plane angle* | $\alpha, \beta, \gamma, \vartheta, \varphi$ | | rad, 1 |
| ugao, prostorni kut; *solid angle* | $\omega, \Omega$ | | sr, 1 |
| vrijeme; *time* | $t$ | | s |
| karakteristični vremenski interval; *characteristic time interval* | $\tau$ | | s |
| vrijeme relaksacije; *relaxation time* | $\tau$ | | s |
| vremenska konstanta; *time constant* | $\tau$ | | s |
| period; *period* | $T$ | | s |
| frekvencija; *frequency* | $\nu, f$ | $\nu = 1/T$ | Hz |

**Nastavak tablice 3.** *Mehanika*

| Fizička veličina | Simbol | Definicija | Jedinica |
|---|---|---|---|
| kutna frekvencija, pulzatancija; *angular frequency, pulsatance* | $\omega$ | $\omega = 2\pi\nu$ | Hz |
| brzina; *velocity* | $v, u, \omega, c$ | $v = \mathrm{d}s/\mathrm{d}t$ | $\mathrm{m\,s^{-1}}$ |
| ubrzanje, akceleracija; *acceleration* | $a$ | $a = \mathrm{d}v/\mathrm{d}t$ | $\mathrm{m\,s^{-2}}$ |
| ubrzanje slobodnog pada, akceleracija teže; *acceleration of free fall* | $g$ | | $\mathrm{m\,s^{-2}}$ |
| kutna brzina; *angular velocity* | $\omega$ | $\omega = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t$ | $\mathrm{rad\,s^{-1}}, \mathrm{s^{-1}}$ |
| kutno ubrzanje, kutna akceleracija; *angular acceleration* | $\alpha$ | $\alpha = \mathrm{d}\omega/\mathrm{d}t$ | $\mathrm{rad\,s^{-2}}, \mathrm{s^{-2}}$ |
| masa; *mass* | $m$ | | kg |
| reducirana masa; *reduced mass* | $\mu$ | | kg |
| gustoća; *density* | $\varrho$ | $\varrho = m/V$ | $\mathrm{kg\,m^{-3}}$ |
| relativna gustoća; *relative density* | $d$ | $d = \varrho/\varrho^\circ$ | 1 |
| specifični volumen; *specific volume* | $v$ | $v = V/m$ | $\mathrm{m^3\,kg^{-1}}$ |
| moment inercije; *moment of inertia* | $I$ | $I = \sum_i m_i r_i^2$ | $\mathrm{kg\,m^2}$ |
| količina gibanja; *momentum* | $p$ | $p = m\,v$ | $\mathrm{kg\,m\,s^{-1}}$ |
| sila; *force* | $F$ | $\mathbf{F} = \mathrm{d}\mathbf{p}/\mathrm{d}t$ | N |
| težina; *weight* | $G, (W)$ | $G = m\,g$ | N |
| moment sile; *moment of force* | $M$ | $\mathbf{M} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$ | N m |
| zakretni moment, moment para sila; *torque, moment of a couple* | $T$ | $\mathbf{T} = \mathbf{f} \times \mathbf{F}$ | N m |



**Nastavak tablice 3.** *Mehanika*

| Fizička veličina | Simbol | Definicija | Jedinica |
|---|---|---|---|
| kutna količina gibanja; *angular momentum* | $L$ | $\mathbf{L} = \mathbf{r} \times \mathbf{p}$ | J s |
| tlak; *pressure* | $p, P$ | $p = F/A$ | Pa |
| stlačivost, kompresibilnost; *compressibility* | $\varkappa$ | $\varkappa = -\frac{1}{V}\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}p}\right)$ | $\mathrm{Pa^{-1}}$ |
| rad; *work* | $\omega, W$ | $\omega = \int F\,\mathrm{d}s$ | J |
| energija; *energy* | $E$ | | J |
| potencijalna energija; *potential energy* | $E_p, V, \varphi$ | | J |
| kinetička energija; *kinetic energy* | $E_k, T, K$ | $E_k = \frac{1}{2} m v^2$ | J |
| specifična energija; *specific energy* | $e$ | $e = \frac{E}{m}$ | $\mathrm{J\,kg^{-1}}$ |
| Hamiltonova funkcija; *Hamiltonian function* | $H$ | $H = E_k + E_p$ | J |
| Lagrangeova funkcija; *Lagrangian function* | $L$ | $L = E_k - E_p$ | J |
| snaga; *power* | $P$ | $P = \mathrm{d}w/\mathrm{d}t$ | W |
| normalno naprezanje; *normal stress* | $\sigma$ | $\sigma = F/A$ | Pa |
| tangencijalno (posmično) naprezanje; *shear stress* | $\tau$ | $\tau = F/A$ | Pa |
| linearna (linijska) deformacija; relativno produljenje; *linear strain (relative elongation)* | $\varepsilon, e$ | $\varepsilon = \Delta l/l_0$ | 1 |
| volumenska (kubna) deformacija, relativni prirast volumena; *volume strain (bulk strain)* | $\theta$ | $\theta = \Delta V/V_0$ | 1 |
| kutna deformacija; *shear strain, shear angle* | $\gamma$ | $\gamma = \Delta\varphi/\varphi_0$ | 1 |
| modul elastičnosti, (Youngov modul); *modulus of elasticity, (Young's modulus)* | $E$ | $E = \sigma/\varepsilon$ | Pa |

**Nastavak tablice 3.** *Mehanika*

| Fizička veličina | Simbol | Definicija | Jedinica |
|---|---|---|---|
| modul smicanja; *shear modulus* | $G$ | $G = \tau/\gamma$ | Pa |
| viskoznost, dinamička viskoznost; *viscosity* | $\eta$, $(\mu)$ | $\tau_{xz} = \eta \frac{dv_x}{dz}$ | Pa s |
| žitkost, fluidnost; *fluidity* | $\varphi$ | $\varphi = 1/\eta$ | $kg^{-1}$ m s |
| kinematička viskoznost; *kinematic viscosity* | $\nu$ | $\nu = \eta/\varrho$ | $m^2 s^{-1}$ |
| koeficijent difuzije; *diffusion coefficient* | $D$ | $\frac{dn}{dt} = -DA\frac{dc}{dx}$ | $m^2 s^{-1}$ |
| modul kompresije; *compression (bulk) modulus* | $K$ | $p = -K\Delta V/V_0$ | P a |
| brzina zvuka; *velocity of sound* | $c$ | | $m s^{-1}$ |
| koeficijent trenja; *friction coefficient* | $\mu$, $(f)$ | $\mu = \frac{F_{(trenje)}}{F_{(norm)}}$ | 1 |
| napetost površine; *surface tension* | $\gamma$, $\sigma$ | $\gamma = dw/dA$ | N $m^{-1}$ |
| kut dodira; *angle of contact* | $\theta$ | | rad, 1 |



**Tablica 4.** *Neke jedinice koje nisu uključene u SI*

| Fizička veličina | Jedinica | Simbol | Definicija SI-jedinicama |
|---|---|---|---|
| duljina | ångström | Å | $Å = 10^{-10}$ m |
| | milimikron | mμ | $mμ = 10^{-9}$ m = 1 nm |
| | mikron | μ | $μ = 10^{-6}$ m = 1 μm |
| | fermi | f | $f = 10^{-15}$ m = 1 fm |
| | x jedinica | x | $x = 1{,}002 \times 10^{-13}$ m |
| | inch | in | $in = 2{,}54 \times 10^{-2}$ m |
| | atomska jedinica duljine, bohr | b, $a_0$ | $a_0 = 4\pi\varepsilon_0 h^2/m_e e^2 \approx$ $\approx 5{,}29167 \times 10^{-11}$ m |
| valni broj | kilokayser | kK | $kK = 10^5$ $m^{-1} = 1000$ $cm^{-1}$ |
| površina | barn | b | $b = 10^{-28}$ $m^2$ |
| volumen | litra | l | $1 = 10^{-3}$ $m^3 = 1$ $dm^3$ (do 1964. god.: $1 = 1{,}000\ 028$ $dm^3$) |
| kut | stupanj | ° | $1° = \frac{\pi}{180}$ rad ≈ 0,017 453 29 rad |
| | minuta | ′ | $1′ = \frac{\pi}{10\,800}$ rad ≈ $2{,}908\ 882 \times 10^{-4}$ rad |
| | sekunda | ″ | $1″ = \frac{\pi}{648\,000}$ rad ≈ $4{,}848\ 137 \times 10^{-6}$ rad |
| vrijeme | minuta | min | $min = 60_s$ |
| | sat | h | $h = 3\ 600_s$ |
| | dan | d | $d = 86\ 400_s$ |
| | godina | a | $a \approx 3{,}155\ 7 \times 10^7{}_s$ |
| | svedberg | Sv | $Sv = 10^{-13}$ s |
| frekvencija | ciklus u sekundi | cps | cps = 1 Hz |
| | ciklus u minuti | cpm | cpm = (1/60) Hz ≈ 0,0016 666 67 Hz |
| ubrzanje | gal | Gal | $Gal = 0{,}01$ $ms^{-2}$ |
| masa | gama | γ | $γ = 10^{-9}$ kg = 1μg |
| | funta | lb | lb = 0,453 592 37 kg |
| | unificirana atomska jedinica mase | u | $u = m_a(^{12}C)/12 \approx 1{,}660\ 53 \times 10^{-27}$ kg |
| | atomska jedinica mase | amu | $amu = m_a(^{16}O)/16 \approx 1{,}660\ 0 \times 10^{-27}$ kg |
| sila | din | dyn | $dyn = 10^{-5}$ N |
| | kilogram-sila, kilopond | kgf, kgs, kg kp | kp = 9,806 65 N |
| tlak | bar | bar | bar = $10^5$ Pa |
| | (fizička) atmosfera | atm | atm = 101 325 Pa |
| | tehnička atmosfera | at | at = 98 066,5 Pa |
| | torr | Torr | Torr = (101 325/760) Pa ≈ 133,322 Pa |
| | konvencionalni milimetar stupca žive | mmHg | mmHg = 13,595 1 × 9,806 65 Pa ≈ ≈ 133,322 Pa |

Nastavak tablice 4. Neke jedinice koje nisu uključene u SI

| Fizička veličina | Jedinica | Simbol | Definicija SI-jedinicama |
|---|---|---|---|
| energija, rad | erg | erg | $\text{erg} = 10^{-7}$ J |
| | kilopondmetar | kpm | kpm = 9,806 65 J |
| | litar-atmosfera | 1 atm | 1 atm = 101,325 J |
| | termokemijska kalorija | $\text{cal}_{\text{th}}$ | $\text{cal}_{\text{th}} = 4{,}184$ J |
| | I. T. kalorija | $\text{cal}_{\text{IT}}$ | $\text{cal}_{\text{IT}} = 4{,}186\ 8$ J |
| | kilowatt-sat | kWh | $\text{kWh} = 3{,}6 \times 10^{6}$ J |
| | elektronvolt | eV | $\text{eV} \approx 1{,}602\ 19 \times 10^{-19}$ J |
| | atomska jedinica energije, hartree | H | $H = 2hcR_{\infty} \approx 4{,}359\ 828 \times 10^{-18}$ J |
| | atomska jedinica energije, rydberg | Ry | $Ry = hcR_{\infty} \approx 2{,}179\ 914 \times 10^{-18}$ J |
| snaga | konjska snaga | KS | KS = 735,449 W |
| | *horse power* | hp | hp = 745,700 W |
| | kilopondmetar u sekundi | kpm $s^{-1}$ | $\text{kpm}\ s^{-1} = 9{,}806\ 65$ W |
| kinematička viskoznost, koeficijent difuzije | stokes | St | $\text{St} = 10^{-4}\ m^2\ s^{-1}$ |
| dinamička viskoznost | poise | P | $P = 10^{-1}\ N\ s\ m^{-2}$ |



IRO »Školska knjiga«
Zagreb, Masarykova 28

Za izdavača
JOSIP MALIĆ

Grafički urednik
MARIJAN GORŠIĆ

Korektor
MILIVOJ PILJA

Tiskanje završeno u prosincu 1978.

2.1.11. Centrifugalne pumpe u radu . . . . . 80
2.1.11.1. Sprežanje centrifugalnih pumpi . . . . . 80
2.1.11.2. Regulacija dobave centrifugalnih pumpi . . . . . 83
2.1.11.3. Puštanje centrifugalnih pumpi u rad . . . . . 86
2.1.11.4. Uzroci lošeg rada pumpe . . . . . 87
2.2. *Propelerne pumpe* . . . . . 88
3. **Pumpe specijalnih konstrukcija** . . . . . 95
3.1. *Zupčana pumpa* . . . . . 95
3.2. *Vijčana pumpa* . . . . . 96
3.3. *Krilna pumpa* . . . . . 97
3.4. *Rotacijsko-krilna (ćelijska pumpa)* . . . . . 97
3.5. *Membranska pumpa* . . . . . 98
3.6. *Injektori* . . . . . 99
3.7. *Ejektori* . . . . . 100
3.8. *Mamut-pumpa (aerolift)* . . . . . 100
3.9. *Pulzator* . . . . . 101
4. **Hidroenergetska postrojenja i vodne turbine** . . . . . 103
4.1. *Hidroenergetska postrojenja* . . . . . 103
4.2. *Vodne turbine* . . . . . 104
4.2.1. Vrste vodnih turbina . . . . . 104
4.2.2. Specifični broj okreta . . . . . 104
4.2.3. Izbor tipa turbine . . . . . 105
4.2.4. Turbine slobodnog mlaza . . . . . 107
4.2.4.1. Peltonova turbina . . . . . 107
4.2.4.2. Snaga i stupnjevi djelovanja Peltonove turbine . . 110
4.2.4.3. Regulacija Peltonove turbine . . . . . 111
4.2.5. Pretlačne pumpe . . . . . 112
4.2.5.1. Stupnjevi djelovanja i snaga pretlačnih turbina . . 116
4.2.5.2. Brtvljenje kod pretlačnih turbina . . . . . 118
4.2.5.3. Francisova turbina . . . . . 119
4.2.5.3.1. Regulacija Francisove turbine . . 121
4.2.5.4. Propelerne turbine . . . . . 122
4.2.5.4.1. Regulacija Kaplanove turbine . . 124
4.2.6. Trošenje dijelova turbine . . . . . 124
4.2.7. Ispitivanje modela turbine . . . . . 125
5. **Hidraulički pogon** . . . . . 127
5.1. *Načelo hidrauličke regulacije* . . . . . 127
5.2. *Osnovni elementi hidrauličkog pogona* . . . . . 127
5.2.1. Hidrauličke pumpe i hidromotori . . . . . 128
5.2.2. Hidraulički razvodnici . . . . . 129
5.2.3. Prigušivači . . . . . 130
5.2.4. Ventili . . . . . 131
5.2.5. Simboli za crtanje hidrauličkih shema . . . . . 133
5.2.6. Hidraulički regulacijski sustavi . . . . . 134
5.3. *Hidraulički prijenosnici* . . . . . 137
5.3.1. Hidrauličke spojke . . . . . 137
5.3.2. Hidraulički transformatori . . . . . 140
*Literatura* . . . . . 142
*Prilog* . . . . . 143

## PREDGOVOR

*Udžbenik Hidraulički strojevi namijenjen je učenicima usmjerenog obrazovanja koji se školuju za upravljače hidropostrojenja, strojare pumpnih postrojenja i za strojare hidroprostrojenja.*

*Kompleks pumpi obrađen je šire i podrobnije od kompleksa hidropostrojenja i vodnih turbina. U proračunima je primijenjena elementarna matematika, da bi učenicima udžbenik bio pristupačan i razumljiv. Tekst je ilustriran crtežima i shematskim prikazima, a iza svakog poglavlja pumpi dano je nekoliko riješenih primjera i zadataka za vježbu iz proračuna pumpnih postrojenja. Osim toga, na kraju svakog poglavlja nalaze se pitanja za provjeravanje znanja, što će olakšati razumijevanje gradiva.*

*Oni koji su povezivanjem prakse i teorije već stekli neka praktična iskustva moći će proširiti svoja znanja.*

*Želim zahvaliti recenzentima koji su vrlo savjesno i objektivno ocijenili rukopis te svojim sugestijama i primjedbama mnogo pridonijeli fizionomiji udžbenika.*

*Autor*

*na tlaku* na:
klipne pumpe niskog tlaka ($p < 3 \cdot 10^5$ Pa),
klipne pumpe srednjeg tlaka ($3 \cdot 10^5$ Pa $< p < 10^6$ Pa),
klipne pumpe visokog tlaka ($p > 10^6$ Pa).

*na broju cilindara* na:
jednocilindrične klipne pumpe,
dvocilindrične klipne pumpe,
višecilindrične klipne pumpe.

*na vrsti tekućine* na:
klipne pumpe za tekućine temperature do 25°C,
klipne pumpe za tekućine temperature više od 25°C,
klipne pumpe za tekućine koje sadrže mehaničke primjese,
klipne pumpe za kemijski agresivne tekućine.

umpe se mogu podijeliti i prema položaju cilindra, prema vrsti pogona, pre-
estu iskorištavanja itd.

## 1.3. KOLIČINA DOBAVE KLIPNIH PUMPI

Količina dobave je količina tekućine koja u jedinici vremena proteče kroz neki
en presjek. Jedinica za mjerenje protoka je [ $m^3 s^{-1}$ ].

### Jednoradna klipna pumpa

romatrajući sliku 1.1. može se uočiti da se tekućina usisava i tlači (potiskuje)
s jedne strane klipa, pa takvu pumpu nazivamo *jednoradna pumpa.*
ko se zanemare volumetrijski gubici, neizbježni u radu pumpe, za hod od
I potisne su:

$$V' = A \cdot s.$$

a $n$ okreta u sekundi ručice osnog koljena bit će potisnuta teoretska količina
ne:

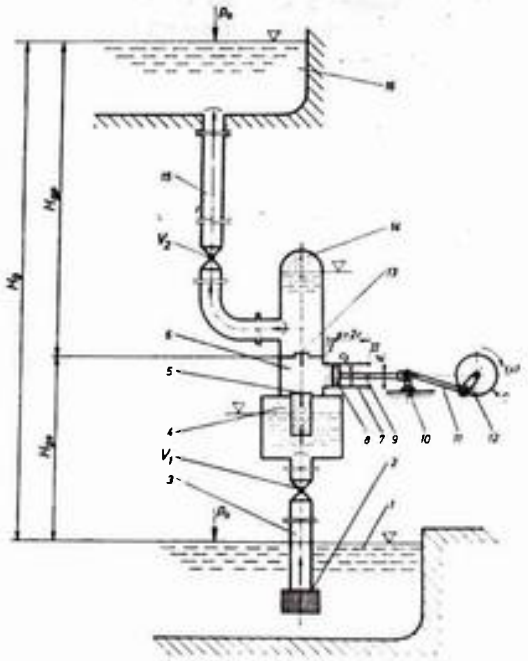
$$Q_t = A \cdot s \cdot n \,[m^3 s^{-1}], \qquad (1.1)$$

A [$m^2$] — površina poprečnog presjeka cilindra,
s [m] — hod klipa.

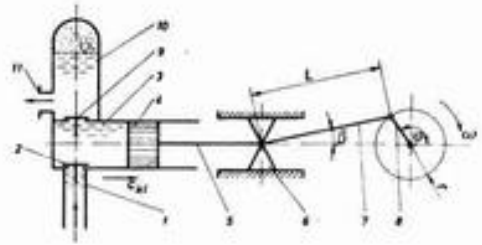
$Q_t = A \cdot s \cdot n$ daje količinu dobave jednoradne klipne pumpe, ali ne pokazuje
tost promjene protoka ili dobave za vrijeme radnog ciklusa, tj. za jedan
koljenastog vratila.
a bismo upoznali zakonitost promjene količine dobave, poslužit ćemo se
im prikazom. Između brzine klipa i kutne brzine vratila postoji približni
(sl. 1.2):

$$c_{kl} = r\omega \cdot \left(\sin\varphi + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin 2\varphi\right) [m\, s^{-1}],$$

$r$ [m] — polumjer ručice osnog koljena,
rad $s^{-1}$ ] — kutna brzina ručice osnog koljena,
$\varphi$ [ rad ] — kut ručice osnog koljena u određenom položaju
L [ m ] — dužina ojnice.



**Sl. 1.1. Shema postrojenja klipne pumpe**
1 — donji spremnik; 2 — usisni koš; 3 — usisni vod; 4 — usisna zračna komora; 5 — usisni ventil; 6 — tijelo pumpe; 7 — cilindar; 8 — klip; 9 — klipnjača; 10 — križna glava; 11 — ojnica; 12 — ručica osnog koljena; 13 — potisni ventil; 14 — potisna zračna komora; 15 — potisni vod; 16 — gornji spremnik; $H_{gs}$ — geodetska usisna visina; $H_{gp}$ — geodetska potisna visina; $H_g$ — geodetska visina; $V_1$ — zaporni ventil na usisnom vodu; $V_2$ — zaporni ventil na potisnom vodu



**Sl. 1.2. Shema klipnog mehanizma**
1 — usisni vod; 2 — usisni ventil; 3 — cilindar; 4 — klip; 5 — klipnjača; 6 — križna glava; 7 — ojnica; 8 — ručica osnog koljena; 9 — potisni ventil; 10 — potisna zračna komora; 11 — priključak potisnog voda

c) *prema tlaku* na:
— klipne pumpe niskog tlaka ($p < 3 \cdot 10^5$ Pa),
— klipne pumpe srednjeg tlaka ($3 \cdot 10^5$ Pa $< p < 10^6$ Pa),
— klipne pumpe visokog tlaka ($p > 10^6$ Pa).

d) *prema broju cilindara* na:
— jednocilindrične klipne pumpe,
— dvocilindrične klipne pumpe,
— višecilindrične klipne pumpe.

e) *prema vrsti tekućine* na:
— klipne pumpe za tekućine temperature do 25°C,
— klipne pumpe za tekućine temperature više od 25°C,
— klipne pumpe za tekućine koje sadrže mehaničke primjese,
— klipne pumpe za kemijski agresivne tekućine.

Pumpe se mogu podijeliti i prema položaju cilindra, prema vrsti pogona, prema mjestu iskorištavanja itd.

## 1.3. KOLIČINA DOBAVE KLIPNIH PUMPI

Količina dobave je količina tekućine koja u jedinici vremena proteče kroz neki određen presjek. Jedinica za mjerenje protoka je [ $m^3 s^{-1}$ ].

### 1.3.1. Jednoradna klipna pumpa

Promatrajući sliku 1.1. može se uočiti da se tekućina usisava i tlači (potiskuje) samo s jedne strane klipa, pa takvu pumpu nazivamo *jednoradna pumpa*.

Ako se zanemare volumetrijski gubici, neizbježni u radu pumpe, za hod od II do I potisne su:

$$V' = A \cdot s.$$

Za $n$ okreta u sekundi ručice osnog koljena bit će potisnuta teoretska količina tekućine:

$$Q_t = A \cdot s \cdot n \, [m^3 s^{-1}], \tag{1.1}$$

A [$m^2$] — površina poprečnog presjeka cilindra,
s [m] — hod klipa.

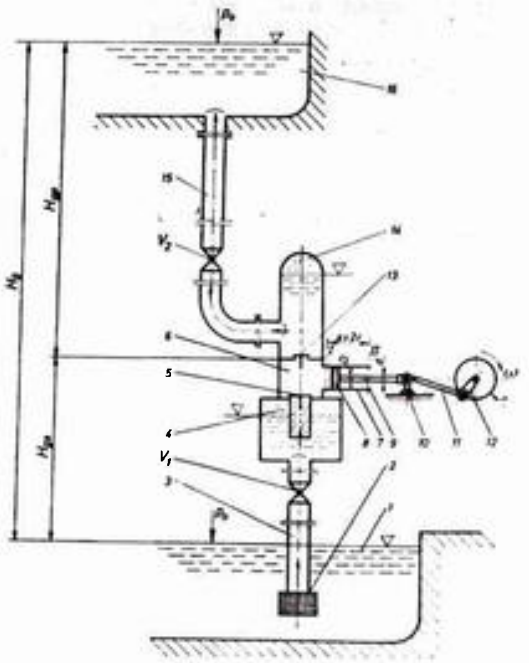
Izraz $Q_t = A \cdot s \cdot n$ daje količinu dobave jednoradne klipne pumpe, ali ne pokazuje zakonitost promjene protoka ili dobave za vrijeme radnog ciklusa, tj. za jedan okret koljenastog vratila.

Da bismo upoznali zakonitost promjene količine dobave, poslužit ćemo se grafičkim prikazom. Između brzine klipa i kutne brzine vratila postoji približni odnos (sl. 1.2):

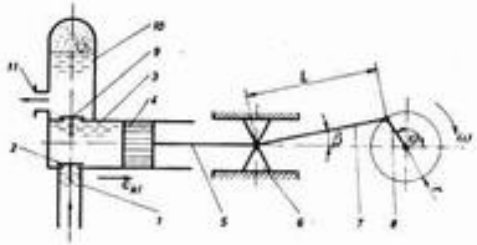
$$c_{kl} = r\omega \cdot \left(\sin\varphi + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin 2\varphi\right) [m s^{-1}],$$

$r$ [m] — polumjer ručice osnog koljena,
$\omega$ [ $rad s^{-1}$ ] — kutna brzina ručice osnog koljena,
$\varphi$ [ rad ] — kut ručice osnog koljena u određenom položaju
L [ m ] — dužina ojnice.





**Sl. 1.1. Shema postrojenja klipne pumpe**
1 — donji spremnik; 2 — usisni koš; 3 — usisni vod; 4 — usisna zračna komora; 5 — usisni ventil; 6 — tijelo pumpe; 7 — cilindar; 8 — klip; 9 — klipnjača; 10 — križna glava; 11 — ojnica; 12 — ručica osnog koljena; 13 — potisni ventil; 14 — potisna zračna komora; 15 — potisni vod; 16 — gornji spremnik; $H_{gs}$ — geodetska usisna visina; $H_{gp}$ — geodetska potisna visina; $H_g$ — geodetska visina; $V_1$ — zaporni ventil na usisnom vodu; $V_2$ — zaporni ventil na potisnom vodu



**Sl. 1.2. Shema klipnog mehanizma**
1 — usisni vod; 2 — usisni ventil; 3 — cilindar; 4 — klip; 5 — klipnjača; 6 — križna glava; 7 — ojnica; 8 — ručica osnog koljena; 9 — potisni ventil; 10 — potisna zračna komora; 11 — priključak potisnog voda

$\frac{\Delta V}{A \cdot s} = 0{,}55$ — za jednu jednoradnu pumpu,

$= 0{,}21$ — za jednu dvoradnu pumpu,

$= 0{,}0423$ — za dvije dvoradne pumpe (osno koljeno 90°),

$= 0{,}0094$ — za tri jednoradne pumpe (osno koljeno 120°).

Prema tome zračni volumen komora određujemo tako da odredimo maksimalni volumen komore.

Iz izraza $\Delta V = V_{maks} - V_{min}$ i $V_{sr} = \frac{V_{maks} + V_{min}}{2}$

dobivamo:

$$V_{maks} = \frac{\Delta V}{2} + V_{sr}.$$

Budući da je

$$V_{sr} = \frac{\Delta V}{\delta_s},$$

slijedi:

$$V_{maks} = \frac{\Delta V}{2} + \frac{\Delta V}{\delta_s}$$

ili

$$V_{maks} = \Delta V \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right) [m^3]. \qquad (1.14)$$

Minimalni volumen komore određujemo iz izraza:

$$V = V_{maks} - V_{min},$$

$$V_{min} = V_{maks} - \Delta V \ [m^3]. \qquad (1.15)$$

Ovaj izraz vrijedi za usisnu i tlačnu zračnu komoru samo što se prema iskustvu uzimaju različiti stupnjevi nejednolikosti, i to za:

— usisnu zračnu komoru $\delta_s = 0{,}10 - 0{,}05$,

— tlačnu zračnu komoru $\delta_s = 0{,}05 - 0{,}02$.

Kod diferencijalnih pumpi potrebno je proračunati usisnu zračnu komoru kao za jednoradnu pumu, a potisnu (tlačnu) komoru kao za dvoradnu pumpu; $\Delta V$ uzimamo iz prijašnje tablice (uz poznati $A \cdot s$).

Kod statičkog proračuna zračnih komora zbog jednostavnosti smo pretpostavili da su brzine pritjecanja u usisnu zračnu komoru, odnosno brzina istjecanja iz potisne zračne komore, jednolike. Budući da se tlak u komorama koleba, to se ovo



kolebanje prenosi i na tekućinu izvan komora, pa može doći do rezonancije koja je štetna na cjelokupno pumpno postrojenje, a može ga i razoriti. Zato kod većih instalacija treba provesti još i dinamički proračun zračnih komora.

Maksimalni volumen komore mora se povećati za dinamički dio da bi se spriječila rezonancija. U tom je slučaju maksimalni volumen komore:

$$V_{maks} = \Delta V \left(0{,}5 + \frac{1}{\delta_s}\right) + \frac{p_{sr} \cdot A_c}{L_c \cdot k \cdot \omega^2} [m^3], \qquad (1.16)$$

$A_c$ [m²] — površina poprečnog presjeka cjevovoda (usisnog ili tlačnog),
$L_c$ [m] — dužina tog cjevovoda,
$\varrho$ [kg m$^{-3}$] — gustoća tekućine,
$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ [rad s$^{-1}$] — kutna brzina osnog koljena,
$k$ — broj impulsa što ih za vrijeme jednog okreta osnog koljena klip prenosi na zračnu komoru,
$k = 1$ — za jednoradne pumpe,
$k = 2$ — za dvoradne pumpe,
$k = 4$ — za dvije dvoradne pumpe (pomak osnih koljena za 90°),
$k = 6$ — za tri jednoradne pumpe (pomak osnih koljena za 120°).

## 1.5. GUBICI, STVARNA SPECIFIČNA ENERGIJA PUMPE I VISINA USISAVANJA

### 1.5.1. Gubici pumpe

U pogonu pumpi potrebno je dovoditi energiju od nekog pogonskog stroja. Najveći dio te dovedene mehaničke energije upotrebljava se za povećanje hidrauličke energije radnog fluida, ali se jedan dio mora »trošiti« na svladavanje otpora koji se javljaju u radu pumpe. Taj dio energije, u odnosu prema osnovnoj ulozi pumpe, predstavlja gubitak.

S obzirom na mjesto gdje nastaju gubici mogu biti:

1. *Vanjski gubici* koji nastaju u vanjskim elementima pumpnog uređaja, i to:

   a) U ravnim dijelovima cjevovoda, a računaju se prema izrazu:

$$e_{g1} = \lambda \cdot \frac{L_c}{d_c} \cdot \frac{c^2}{2} [J\,kg^{-1}],$$

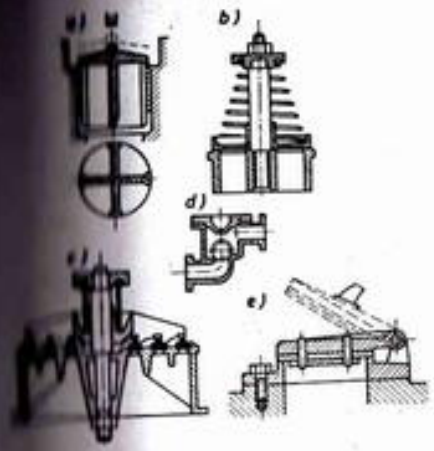
$\lambda$ — koeficijent otpora trenja,
$L_c$ — dužina cjevovoda,
$d_c$ — promjer cijevi,
$c$ — brzina strujanja.

   b) Lokalni gubici ($e_{g2}$) nastaju u elementima armature cjevovoda, a računaju se prema općem izrazu:

$$e_{g2} = \xi_2 \cdot \frac{c^2}{2} [J\,kg^{-1}],$$

$\xi_2$ — koeficijent lokalnog otpora armature cjevovoda.

[illegible] izrađen od sivog lijeva, a za neposredno nalijeganje tanjura ventila [illegible] u obliku prstena od bronce, umetnuta u noseći dio. Ako pumpe rade [illegible] koje sadrže mehaničke primjese, *prstenasto sjedište* ventila izrađuje se [illegible] elastičnog materijala (gume, kože, drva i sl.). Osim usisnih i potisnih [illegible] na pumpama se ugrađuju posebni sigurnosni ventili koji osiguravaju pumpu [illegible] element (zasun, ventil) na potisnom vodu zatvoren, što bi moglo [illegible] pa i slomiti kućište pumpe, cjevovoda ili neki drugi element pumpe.



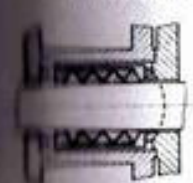
**Sl. 1.19. Ventili**
*a* — tanjurasti ventil s vođicama; *b* — tanjurasti opružni ventil; *c* — prstenasti ventil; *d* — ventil s kuglicom; *e* — preklopni ventil

*d) Brtvenice*

Brtvenice služe za sprečavanje gubitaka tekućine na mjestima prolaza klipnja- [illegible], odnosno cilindra kroz kućište za vrijeme potisnog hoda i ulazak zraka u [illegible] za vrijeme usisavanja.

Primjenjuju se tri osnovne vrste brtvenica:

— brtvenice *s mekanim brtvilom* (koža, azbest, pamuk — pamučne pletenice [illegible] lojem ili grafitom),
— *s metalnim brtvilom* (najčešće elastični prstenovi),
— *kombinirane brtvenice.*



**Sl. 1.20. Brtvenica s ugljenim prstenovima i oprugom**

Izbor brtvenica ovisi o vrsti i temperaturi transportirane tekućine i o tlaku [illegible]. Sve se više primjenjuju mehaničke brtvenice s oprugom i ugljenim ili [illegible] prstenovima (sl. 1.20) koji su naročito pogodni za velike brzine.



e) *Usisni koš*

Usisni koš sprečava unošenje mehaničkih primjesa s tekućinom u pumpu. Smješten je u donjem spremniku na početku usisne cijevi. Da bi se smanjili otpori, usisni koš se izvodi na dnu, proširen i probušen, s velikim brojem rupa. Sveukupni presjek svih rupa treba biti tri do četiri puta veći od presjeka usisne cijevi, i to zbog manjeg otpora, a i zbog mogućnosti daljnjeg rada pumpe ako se začepi stanovit broj rupa. Otvori su najčešće sa strane, kako se pri usisavanju ne bi uzvitlalo blato ili pijesak na dnu bunara.

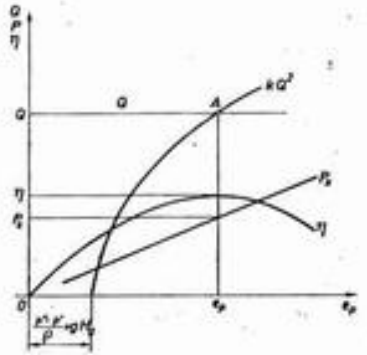
Ako je usisni koš opskrbljen nožnim ventilom, stupac tekućine u usisnoj cijevi ne može isteći dok pumpa ne radi. Čim se pumpa opet stavi u pogon, usisavanje se vrši punim kapacitetom. Usisni koš se izrađuje od sivog lijeva ili u kombinaciji s rupičastim limom ili žičanom mrežom.

## 1.9. KLIPNE PUMPE U RADU

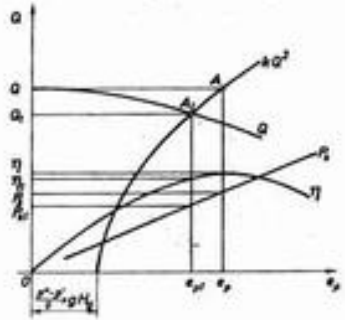
a) Karakteristike klipnih pumpi

Za ocjenu rada klipnih pumpi uzima se niz karakteristika dobivenih ispitivanjem i one su dokument pumpe.

Karakteristike pumpe pokazuju se grafički na dijagramu. Na ordinatu dijagrama nanose se dobava, snaga i stupanj djelovanja pumpe, a na apscisu stvarna specifična energija pumpe i karakteristika cjevovoda (sl. 1.21). Točka $A$ dobivena presjecištem pravca dobave ($Q$) i karakteristike cjevovoda ($k \cdot Q^2$) zove se *radna točka pumpe.*



**Sl. 1.21. Teoretska karakteristika jednoradne klipne pumpe i cjevovoda**



**Sl. 1.22. Stvarne karakteristike jednoradne klipne pumpe i cjevovoda**

Stvarna je dobava kod viših tlakova manja za veličinu volumetrijskih gubitaka. Dijagram na slici 1.22. prikazuje stvarne karakteristike klipne pumpe u radu priključene na cjevovod. Točka $A_1$ predstavlja radnu točku pumpe.

b) Puštanje u pogon i regulacija klipnih pumpi

Klipne pumpe su samousisne pumpe i mogu se pustiti u pogon s praznim usisnim i tlačnim vodom. Puštanje u pogon s praznim cjevovodima izbjegava se zbog štetnog utjecaja na ventile i na brtvila. Pri puštanju u rad pumpi s punim usisnim i tlačnim vodom preopteretio bi se pogonski stroj i možda bi se oštetili pojedini dijelovi pumpe. Zbog toga se klipne pumpe puštaju u rad tako da se samo usisni vod napuni tekućinom, dok je tlačni vod prazan. U slučaju da su cjevovodi stalno napunjeni tekućinom, pumpa mora imati uređaj za rad »sama za sebe« da se ne bi preopteretila pri puštanju u pogon. Ventil na uređaju za rad pumpe »same za sebe« postupno se zatvara, dok se ne ustali režim strujanja tekućine u cjevovodima.

Pri puštanju u rad, pošto motor i pumpa postignu određeni broj okreta, regulira se opterećenje motora.

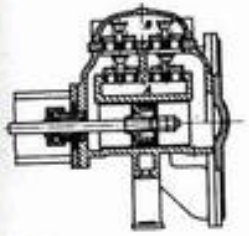
Dobava se regulira promjenom broja okreta motora. Ta promjena broja okreta relativno je jednostavna kod pumpi s parnim pogonom i pogonom na motore s unutrašnjim izgaranjem, ali je mnogo složenija kod pumpi s pogonom na elektromotor, koji za promjenu broja okreta mora imati poseban uređaj.

Ponekad se dobava regulira i promjenom dužine hoda klipa pumpe. To se izvodi posebnim sistemom poluga. Regulacija dobave može se ostvariti i prigušivanjem pomoću zasuna u potisnom vodu. To nije ekonomično, jer se dio energije »troši« na svladavanje dopunskih, povećanih hidrauličkih otpora trenja. Pa ipak, zbog jednostavnosti, to se često upotrebljava.

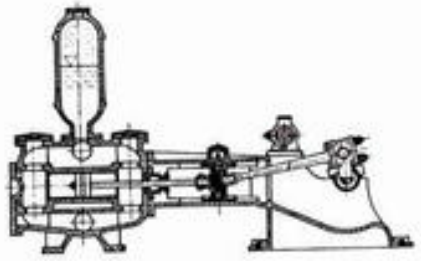
## 1.10. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE I PRIMJENE KLIPNIH PUMPI

Konstrukcija klipne pumpe prilagođena je namjeni i eksploatacijskim uvjetima, pa se u praksi susrećemo najrazličitija rješenja.

Najčešći oblik dvoradne klipne pumpe prikazan je na slici 1.23. Pumpa može imati pogon na elektromotor, na neki drugi rotacijski pogonski stroj ili na parni stroj.



Sl. 1.23. Presjek kroz dvoradnu klipnu pumpu



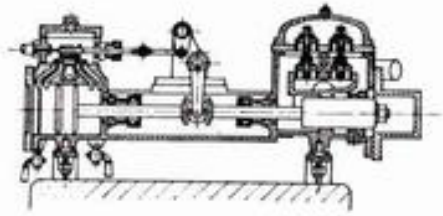
Sl. 1.24. Prijenosni mehanizam s križnom glavom kod dvoradne klipne pumpe

Pumpa pomoću klipa crpi tekućinu iz usisnog sustava ($A$) preko usisnih ventila i potiskuje je u potisni vod kroz otvore potisnih ventila.

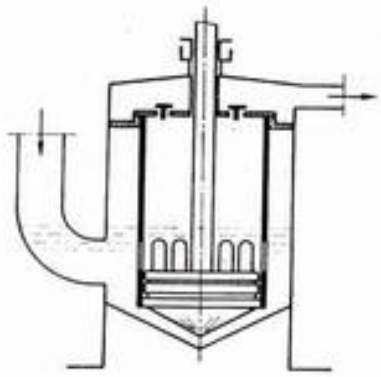


Slika 1.24. prikazuje prijenosni mehanizam s križnom glavom. Pumpa ima pogon na rotacijski stroj (elektromotor, motor s unutrašnjim izgaranjem i dr.).

Kao pogonski stroj može se koristiti parni stroj, a konstrukcijska izvedba je takva da i pumpa i parni stapni stroj rade kao blok (sl. 1.25). U presjeku je prikazan i razvodnik pare kojeg pokreće polužni sustav, a pogon dobiva s klipnjače.



Sl. 1.25. Parna klipna pumpa



Sl. 1.26. Klipna pumpa za kondenzat tipa Edwards

Na slici 1.26. prikazana je pumpa za kondenzat tipa EDWARDS. Ova pumpa nema usisnih ventila, već samo potisne (tlačne) ventile. Da bi kondenzator pritjecao u pumpu, pumpa mora biti smještena ispod najniže točke kondenzatora. Donji dio klipa je koničan da bi postupno uranjao u kondenzat, istisnuo ga iz uskog međuprostora i podigao u kućištu pumpe tako visoko da kroz raspore uđe u cilindar iza klipa (s gornje strane klipa). U hodu klipa prema gore, klip tlači kondenzat i zrak koji se nalazi iznad tekućine (kondenzata) kroz tlačne ventile u prostor gdje vlada atmosferski tlak.

Riješeni zadaci iz proračuna klipnih pumpi

1. Promjer klipa dvoradne pumpe $D = 0{,}2$ m, promjer klipnjače $d = 0{,}05$ m, hod klipa $s = 0{,}28$ m, broj okreta koljenastog vratila $n = 2{,}5\ \mathrm{s}^{-1}$. Volumetrijski stupanj djelovanja pumpe $\eta_v = 0{,}89$. Pumpa prenosi vodu na visinu $Hg = 70$ m. Dužina cjevovoda (usisnog i tlačnog) $L = 100$ m. Brzine strujanja u usisnom i potisnom vodu su jednake, $c_s = c_p = 1{,}5\ \mathrm{m\,s}^{-1}$. Koeficijent otpora trenja $\lambda = 0{,}02$.

Lokalni gubici energije u cjevovodu $e_{gc} = 70\ \mathrm{J\,kg}^{-1}$. Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}74$, a stupanj iskorištenosti prijenosa $\eta_{tr} = 0{,}97$.

Proračunajte:

— teoretsku dobavu ($Q_t$),
— stvarnu dobavu ($Q$),
— promjer cjevovoda ($d_c$),
— snagu pumpe na spojci ($P_s$),
— snagu pogonskog motora ($P_m$).

### Puštanje u pogon i regulacija klipnih pumpi

Klipne pumpe su samousisne pumpe i mogu se pustiti u pogon s praznim usisnim i tlačnim vodom. Puštanje u pogon s praznim cjevovodima izbjegava se štetnog utjecaja na ventile i na brtvila. Pri puštanju u rad pumpi s punim usisnim i tlačnim vodom preopteretio bi se pogonski stroj i možda bi se oštetili pojedini dijelovi pumpe. Zbog toga se klipne pumpe puštaju u rad tako da se samo usisni vod napuni tekućinom, dok je tlačni vod prazan. U slučaju da su cjevovodi također napunjeni tekućinom, pumpa mora imati uređaj za rad »sama za sebe« da se ne bi preopteretila pri puštanju u pogon. Ventil na uređaju za rad pumpe »same za sebe« postupno se zatvara, dok se ne ustali režim strujanja tekućine u cjevovodima.

Pri puštanju u rad, pošto motor i pumpa postignu određeni broj okreta, regulira se opterećenje motora.

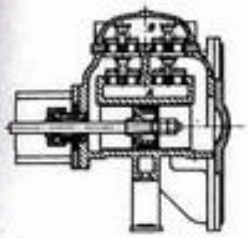
Dobava se regulira promjenom broja okreta motora. Ta promjena broja okreta relativno je jednostavna kod pumpi s parnim pogonom i pogonom na motore s unutrašnjim izgaranjem, ali je mnogo složenija kod pumpi s pogonom na elektromotor, koji za promjenu broja okreta mora imati poseban uređaj.

Ponekad se dobava regulira i promjenom dužine hoda klipa pumpe. To se izvodi posebnim sistemom poluga. Regulacija dobave može se ostvariti i prigušivanjem pomoću zasuna u potisnom vodu. To nije ekonomično, jer se dio energije troši na svladavanje dopunskih, povećanih hidrauličkih otpora trenja. Pa ipak, zbog jednostavnosti, to se često upotrebljava.

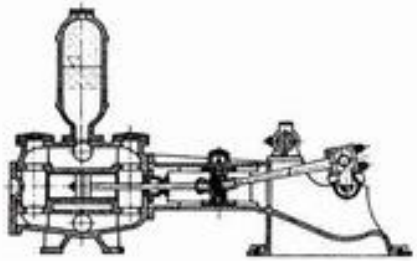
## 1.10. KONSTRUKCIJSKE IZVEDBE I PRIMJENE KLIPNIH PUMPI

Konstrukcija klipne pumpe prilagođena je namjeni i eksploatacijskim uvjetima, pa se u praksi susreću najrazličitija rješenja.

Najčešći oblik dvoradne klipne pumpe prikazan je na slici 1.23. Pumpa može imati pogon na elektromotor, na neki drugi rotacijski pogonski stroj ili na parni stroj.



Sl. 1.23. Presjek kroz dvoradnu klipnu pumpu



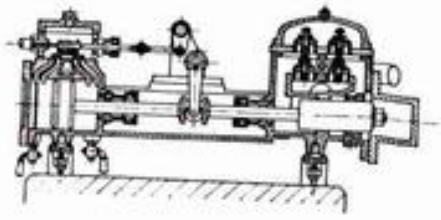
Sl. 1.24. Prijenosni mehanizam s križnom glavom kod dvoradne klipne pumpe

Pumpa pomoću klipa crpi tekućinu iz usisnog sustava ($A$) preko usisnih ventila i potiskuje je u potisni vod kroz otvore potisnih ventila.

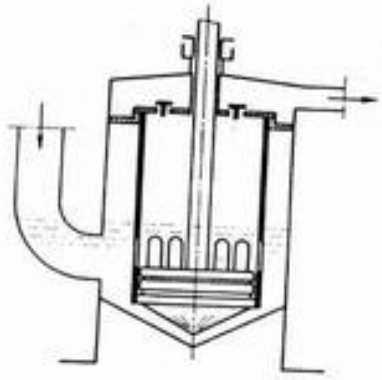


Slika 1.24. prikazuje prijenosni mehanizam s križnom glavom. Pumpa ima pogon na rotacijski stroj (elektromotor, motor s unutrašnjim izgaranjem i dr.).

Kao pogonski stroj može se koristiti parni stroj, a konstrukcijska izvedba je takva da i pumpa i parni stapni stroj rade kao blok (sl. 1.25). U presjeku je prikazan i razvodnik pare kojeg pokreće polužni sustav, a pogon dobiva s klipnjače.



Sl. 1.25. Parna klipna pumpa



Sl. 1.26. Klipna pumpa za kondenzat tipa Edwards

Na slici 1.26. prikazana je pumpa za kondenzat tipa EDWARDS. Ova pumpa nema usisnih ventila, već samo potisne (tlačne) ventile. Da bi kondenzator pritjecao u pumpu, pumpa mora biti smještena ispod najniže točke kondenzatora. Donji dio klipa je koničan da bi postupno uranjao u kondenzat, istisnuo ga iz uskog međuprostora i podigao u kućištu pumpe tako visoko da kroz raspore uđe u cilindar iza klipa (s gornje strane klipa). U hodu klipa prema gore, klip tlači kondenzat i zrak koji se nalazi iznad tekućine (kondenzata) kroz tlačne ventile u prostor gdje vlada atmosferski tlak.

### Riješeni zadaci iz proračuna klipnih pumpi

1. Promjer klipa dvoradne pumpe $D = 0{,}2$ m, promjer klipnjače $d = 0{,}05$ m, hod klipa $s = 0{,}28$ m, broj okreta koljenastog vratila $n = 2{,}5\ \mathrm{s}^{-1}$. Volumetrijski stupanj djelovanja pumpe $\eta_v = 0{,}89$. Pumpa prenosi vodu na visinu $Hg = 70$ m. Dužina cjevovoda (usisnog i tlačnog) $L = 100$ m. Brzine strujanja u usisnom i potisnom vodu su jednake, $c_s = c_p = 1{,}5\ \mathrm{m\,s}^{-1}$. Koeficijent otpora trenja $\lambda = 0{,}02$.

Lokalni gubici energije u cjevovodu $e_{gc} = 70\ \mathrm{J\,kg}^{-1}$. Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}74$, a stupanj iskorištenosti prijenosa $\eta_{tr} = 0{,}97$.

Proračunajte:

— teoretsku dobavu ($Q_t$),
— stvarnu dobavu ($Q$),
— promjer cjevovoda ($d_c$),
— snagu pumpe na spojci ($P_s$),
— snagu pogonskog motora ($P_m$).

*Rješenje*:

Teoretska dobava:

$$Q_t = (2A_1 - A_2) \cdot s \cdot n = \left(2\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right) s \cdot n \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}],$$

$$Q_t = \left(2 \cdot \frac{0{,}2^2 \cdot \pi}{4} - \frac{0{,}05^2 \cdot \pi}{4}\right) \cdot 0{,}28 \cdot 2{,}5 = 0{,}042\,86 \ \mathrm{m^3\,s^{-1}},$$

Stvarna dobava:

$$Q = \eta_v \cdot Q_t \ [\mathrm{m^3\,s^{-1}}]$$

$$Q = 0{,}89 \cdot 0{,}042\,86 = 0{,}038\,145 \ \mathrm{m^3\,s^{-1}},$$

Promjer cjevovoda:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c}} \ [\mathrm{m}],$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}038\,145}{\pi \cdot 1{,}5}} = 0{,}18 \ \mathrm{m}$$

Snaga na spojci pumpe:

$$P_s = \frac{\rho \cdot Q \cdot e_p}{\eta} \ [\mathrm{W}].$$

Stvarni rad pumpe:

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{L}{d_c} \cdot \frac{c^2}{2} + e_{gc} \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$e_p = 9{,}81 \cdot 70 + 0{,}02 \cdot \frac{100}{0{,}18} \cdot \frac{1{,}5^2}{2} + 70 = 769{,}2 \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$P_s = \frac{1\,000 \cdot 0{,}038\,145 \cdot 769{,}2}{0{,}74} = 39\,650 \ [\mathrm{W}].$$

Snaga motora:

$$P_m = \frac{P_s}{\eta_{tr}} \ [\mathrm{W}],$$

$$P_m = \frac{39\,650}{0{,}97} = 40\,876{,}5 \ \mathrm{W}.$$



2. Jednoradna klipna pumpa crpi vodu iz spremnika iznad čije slobodne površine vlada tlak $p' = 10^5$ Pa i potiskuje je u spremnik u kojem vlada tlak $p'' = 12 \cdot 10^5$ Pa (sl. 1.27). Ostali podaci:

Snaga na spojci pumpe $P_s = 60\,000$ W.
Ukupan stupanj djelovanja pumpe $\eta = 0{,}70$.
Koeficijent otpora trenja $\lambda = 0{,}021$.
Dužina usisnog i potisnog cjevovoda $L = 140$ m.
Brzine strujanja tekućine u usisnom i potisnom cjevovodu su jednake: $c = c_s = c_p = 1\ \mathrm{m\,s^{-1}}$.

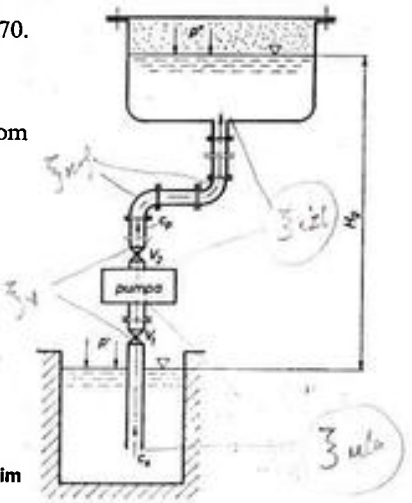
Dobava pumpe $Q = 0{,}02\ \mathrm{m^3\,s^{-1}}$.

Koeficijenti lokalnih otpora iznose:

$\xi_{ut} = 0{,}5$, $\xi_{kolj} = 0{,}95$,

$\xi_{iz} = 0{,}5$, $\xi_{ven} = 4$.

Odredite najveću geodetsku visinu podizanja ($Hg$).




**Sl. 1.27. Shema pumpnog postrojenja s gornjim spremnikom pod predtlakom**

*Rješenje*:

Geodetsku visinu podizanja određujemo iz izraza za stvarni rad pumpe:

$$e_p = \frac{p'' - p'}{\rho} + g \cdot Hg + e_{gc},$$

$$Hg = \frac{e_p}{g} - \frac{p'' - p'}{g \cdot \rho} - \frac{e_{gc}}{g}.$$

Stvarni rad pumpe određujemo iz izraza za snagu na spojci:

$$e_p = \frac{P_s \cdot \eta}{\rho \cdot Q} \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}],$$

$$e_p = \frac{60\,000 \cdot 0{,}70}{1\,000 \cdot 0{,}02} = 2\,100 \ \mathrm{J\,kg^{-1}}.$$

Promjer cjevovoda određujemo iz jednadžbe protoka:

$$d_c = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi \cdot c}} \ [\mathrm{m}],$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}02}{\pi \cdot 1}} = 0{,}16 \ \mathrm{m}.$$

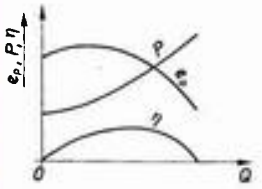
Unutrašnji hidraulički gubici u rotoru centrifugalne pumpe nastaju zbog:

— konačnog broja radnih lopatica,
— trenja tekućine o površine lopatice,
— udarnih gubitaka, koji nastaju kao posljedica promjera režima rada pumpe.

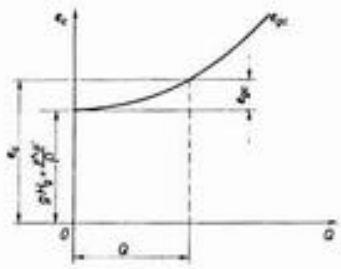
Budući da se stvarna karakteristika ne može izračunati, dobiva se snimanjem na ispitnom stolu (sl. 2.17). Na istom dijagramu ucrtana je i *teoretska karakteristika* i *karakteristika* $e_t$ i $e'_t$.

Stvarna karateristika $e_p$ zove se *individualna karakteristika pumpe*. U praksi je uobičajeno da se ova karakteristika kompletira još dvjema karakteristikama, i to *karakteristikom snage* $P$ i *karakteristikom stupnja djelovanja* $\eta$ (sl. 2.18).

Tako kompletirana karakteristika zove se *puna individualna karakteristika pumpe*, a dobiva se od proizvođača pumpi.




Sl. 2.18. Puna individualna karakteristika centrifugalne pumpe




Sl. 2.19. Karakteristika cjevovoda

Osim pune individualne karakteristike za eksploataciju pumpe vrlo je važno poznavanje i karakteristike cjevovoda (sl. 2 19).

U tehničkoj praksi ako koeficijent otpora ne ovisi o Reynoldsovu broju, gubitak energije može se pisati u obliku

$$e_{gc} = k \cdot Q^2. \tag{2.29}$$

Ako u izraz

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{p'' - p'}{\rho} + e_{gc}, \tag{2.30}$$

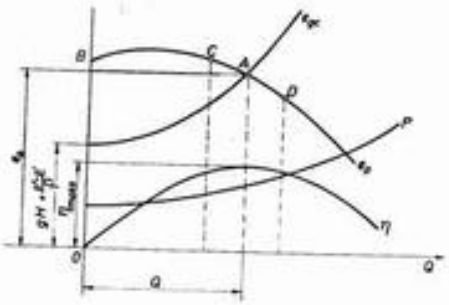
uvrstimo jednadžbu (2.29), dobivamo:

$$e_p = g \cdot Hg + \frac{p'' - p'}{\rho} + k \cdot Q^2 \ [\mathrm{J\,kg^{-1}}]. \tag{2.31}$$

Na slici 2.20. prikazana je karakteristika cjevovoda $e_{gc}$, karakteristika stvarne specifične energije $e_p$ i karakteristika stupnja djelovanja $\eta$ i snage $P$.

Presjek tih dviju krivulja daje karakterističnu točku $A$, poznatu pod nazivom radna točka pumpe.

Pri projektiranju pumpnog postrojenja treba nastojati da se radno područje odabere tako da pumpa radi u području visokog djelovanja, tj. da se radna točka kreće od $C$ do $D$ (sl. 2.20).




Sl. 2.20. Karakteristika centrifugalne pumpe i karakteristika cjevovoda

## 2.1.8. Proračun centrifugalnih pumpi

### *2.1.8.1. Snaga pumpe i stupnjevi djelovanja*

Snaga za pogon pumpe vezana je za veličine: količinu dobave $Q$, stvarnu specifičnu energiju $e_p$ i gustoću tekućine $\rho$. Korisna je snaga pumpe:

$$P_k = Q \cdot \rho \cdot e_p \ [\mathrm{W}]. \tag{2.32}$$

Snaga potrebna za pogon pumpe veća je od korisne snage za gubitke energije u pumpi. Ti gubici izraženi su ukupnim stupnjem djelovanja pumpe. Prema tome, snaga potrebna na spojci izračunava se iz izraza:

$$P_s = \frac{Q \cdot \rho \cdot e_p}{\eta} \ [\mathrm{W}] \tag{2.33}$$

Bolja je ona pumpa koja za iste karakteristike u optimumu ima povoljniji stupanj djelovanja. Stupanj djelovanja pumpe je odnos korisne snage $P_k$ i snage na spojci:

$$\eta = \frac{P_k}{P_s}. \tag{2.34}$$

Ukupan stupanj djelovanja uzima u obzir tri vrste gubitaka: hidrauličke, volumetrijske i mehaničke gubitke, obuhvaćene hidrauličkim, volumetrijskim i mehaničkim stupnjem djelovanja.

*Hidraulički stupanj djelovanja* je omjer stvarne specifične energije ($e_p$) i teoretske specifične energije ($e_t$):

$$\eta_h = \frac{e_p}{e_t}, \tag{2.35}$$

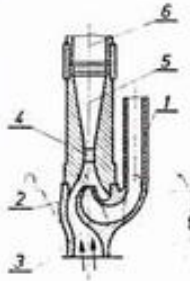
$$\eta_h = 0{,}80 - 0{,}95.$$

usisavanja, samo metar do dva, a tlak im je ograničen do $10^6$ Pa. Upotrebljuju se samo za napajanje parnih kotlova. Izrađuju se kao usisavajući i neusisavajući (voda pritječe u injektor), obični i dvostruki.

Dvostruki injektori sastoje se od dva obična injektora. Prvi injektor služi ugrađom za usisavanje vode i radi sa slabim mlazom. Drugi injektor radi s jačim mlazom i voda u nj ulazi iz prvog injektora s predtlakom, koji se u njemu znatno povećava. Dvostruki injektori mogu usisavati vodu i do 60°C.

## 3.7. EJEKTORI

Na slici 3.9. shematski je prikazan ejektor, koji je po načelu rada vrlo sličan injektoru.




**Sl. 3.9. Ejektor**
1 — dovodna cijev za radnu vodu; 2 — mlaznica; 3 — usisni priključak; 4 — komora za miješanje vode i radne vode; 5 — difuzor; 6 — potisni vod

Radna materija (voda), dovodi se pod predtlakom u mlaznicu (2), kroz dovodnu cijev (1). Zbog transformiranja energije tlaka u kinetičku energiju, u prostoru oko izlaznog presjeka mlaznice (2) ostvaren je podtlak. Kroz usisnu cijev i usisni priključak (3) voda se, zbog djelovanja razlike tlakova, usisava u ejektor. Voda dospjela u ejektor miješa se u komori za miješanje (4) s radnom vodom, a tim nastala mješavina (voda) struji kroz difuzor (5). U difuzoru se zbiva obrnuti proces od procesa u mlaznici. S ostvarenim predtlakom u difuzoru (5), voda nastavlja strujati kroz potisni vod (6) do mjesta potrošnje.

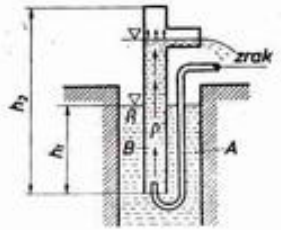
Dobava ovih pumpi je od 0,0001 — 0,01 $m^3 s^{-1}$, a stvarna specifična energija ovisi o temperaturi i protoku »radne vode«. Stupanj djelovanja $\eta = 0,15 — 0,38$. Zato što nemaju ventile i druge pokretne dijelove, mogu se upotrebljavati za guste tekućine, melasu i muljem zagađenu vodu.

## 3.8. MAMUT-PUMPA (AEROLIFT)

Rad mamut-pumpe osniva se na zakonu da se gustoće tekućina u spojenim posudama odnose obrnuto razmjerno s visinama njihovih stupaca. Iz toga proizlazi da će tekućina manje gustoće u spojenoj posudi imati veću visinu stupca, nego tekućina veće gustoće. Na slici 3.10. prikazana je shema mamut-pumpe. U bunar se tlači zrak kroz cijev *A* u cijev *B*. U cijevi *B* nastaje smjesa zraka i vode s manjom gustoćom od vode koja se nalazi oko cijevi *B*. Zbog toga se diže smjesa zraka i



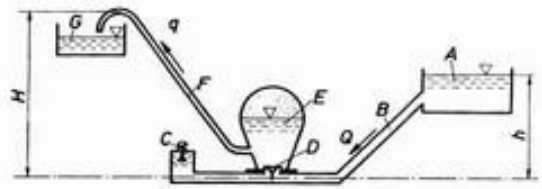
vode kroz cijev *B* iznad razine vode u bunaru. Voda istječe kroz bočni otvor, a zrak se zbog manje gustoće izdvaja iz vode i diže kroz vertikalnu cijev. Nedostatak ovih pumpi vrlo je mali stupanj djelovanja, $\eta = 0,10 — 0,15$, a prednosti su im jednostavna konstrukcija i malobrojni kvarovi jer nema pokretnih dijelova. Upotrebljavaju se za odvod zagađenih i otpadnih voda u kojima se nalaze mehaničke primjese.




**Sl. 3.10. Mamut-pumpa (aerolift)**

## 3.9. PULZATOR

Pulzator je uređaj koji vodu s malim padom može tjerati na veću visinu. Pomoću hidrauličkog udara pulzator kinetičku energiju mlaza vode pretvara u tlačnu energiju i podiže vodu na veliku visinu. Iz donjeg spremnika (*A*) na slici 3.11, u kojem se nalazi velika količina vode, voda struji kroz cijev (*B*). Brzina vode naraste do vrijednosti koja odgovara padu *h*. Voda prolazi kroz udarni ventil (*C*), koji jedna opruga drži u otvorenom položaju i istječe slobodno van. Zbog povećane brzine istjecanja raste i sila mlaza vode na ventil. Kada tlak vode postane veći od sile opruge, ventil se zatvori i istjecanje prestaje. Zbog brzog zaustavljanja toka vode nastaje hidraulički udar, pa se kinetička energija vode pretvara u tlačnu energiju. Tlak postaje nekoliko puta veći od hidrostatskog tlaka koji odgovara padu *h*. Zbog povećanja tlaka otvara se izlazni ventil (*D*) i voda ulazi u zračno zvono (*E*), gdje tlači zrak i kroz odvodnu cijev ide u gornji spremnik (*G*). Kada se udar završi i voda u cijevi (*B*) umiri, ispod izlaznog ventila (*D*) vlada hidrostatski tlak $\varrho g \cdot h$ koji je manji od tlaka $\varrho \cdot g \cdot H$ u odvodnoj cijevi. Zbog toga se ventil (*D*) zatvori. Opruga udarnog ventila *C* svlada hidrostatski tlak $\varrho \cdot g \cdot h$ i udarni se ventil *C* otvori. Voda sada ponovno izlazi kroz ventil *C* brzinom koja se povećava.




**Sl. 3.11. Pulzator**
*A* — donji spremnik; *B* — dovodna cijev; *C* — udarni ventil; *D* — izlazni ventil; *E* — zračno zvono; *F* — odvodna cijev; *G* — gornji spremnik

Nastavak tablice 4· Neke jedinice koje nisu uključene u SI

| Fizička veličina | Jedinica | Simbol | Definicija SI-jedinicama |
|---|---|---|---|
| energija, rad | erg | erg | $\text{erg} = 10^{-7}$ J |
| | kilopondmetar | kpm | kpm = 9,806 65 J |
| | litar-atmosfera | 1 atm | 1 atm = 101,325 J |
| | termokemijska kalorija | $\text{cal}_{\text{th}}$ | $\text{cal}_{\text{th}} = 4{,}184$ J |
| | I. T. kalorija | $\text{cal}_{\text{IT}}$ | $\text{cal}_{\text{IT}} = 4{,}186\ 8$ J |
| | kilowatt-sat | kWh | $\text{kWh} = 3{,}6 \times 10^{6}$ J |
| | elektronvolt | eV | $\text{eV} \approx 1{,}602\ 19 \times 10^{-19}$ J |
| | atomska jedinica energije, hartree | H | $H = 2hcR_{\infty} \approx 4{,}359\ 828 \times 10^{-18}$ J |
| | atomska jedinica energije, rydberg | Ry | $Ry = hcR_{\infty} \approx 2{,}179\ 914 \times 10^{-18}$ J |
| snaga | konjska snaga *horse power* | KS<br>hp | KS = 735,449 W<br>hp = 745,700 W |
| | kilopondmetar u u sekundi | kpm $s^{-1}$ | kpm $s^{-1}$ = 9,806 65 W |
| kinematička viskoznost, koeficijent difuzije | stokes | St | $\text{St} = 10^{-4}\ \text{m}^2\ \text{s}^{-1}$ |
| dinamička viskoznost | poise | P | $\text{P} = 10^{-1}\ \text{N s m}^{-2}$ |



IRO »Školska knjiga«
Zagreb, Masarykova 28

Za izdavača
JOSIP MALIĆ

Grafički urednik
MARIJAN GORŠIĆ

Korektor
MILIVOJ PILJA

Tiskanje završeno u prosincu 1978.